



**Escuela Universitaria
Politécnica - La Almunia**
Centro adscrito
Universidad Zaragoza

**ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA
DE LA ALMUNIA DE DOÑA GODINA (ZARAGOZA)**

MEMORIA

Vibradora para la recolección de frutos

Vibratory fruit harvesting

424.17.72

Autor: Ainhoa Vera Martínez

Director: Juan Diego Jaria Gazol

Fecha: 27 - 11 - 2019

INDICE DE CONTENIDO

1. RESUMEN	1
1.1. PALABRAS CLAVE	2
2. ABSTRACT	3
3. INTRODUCCIÓN	5
3.1. OBJETIVOS	5
3.1.1. <i>ESPECIFICACIONES</i>	6
3.2. HISTORIA DE LA RECOLECCIÓN	6
3.2.1. <i>RECOGIDA DEL SUELO</i>	6
3.2.2. <i>ORDEÑO</i>	7
3.2.3. <i>VAREO</i>	7
3.2.4. <i>VIBRACIÓN</i>	8
4. ESTADO DE LA CUESTIÓN	9
4.1. SISTEMAS COMERCIALES	9
4.2. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO	14
4.3. SISTEMA DE LOCOMOCIÓN	15
4.4. VIBRACIÓN NECESARIA PARA LA CAIDA DEL FRUTO	15
4.5. TIPOS DE VIBRADO	19
4.5.1. <i>VIBRADOR DE SIRGA</i>	19
4.5.2. <i>VIBRADOR DE INERCIA UNIDIRECCIONAL AL TRONCO</i>	20
4.5.3. <i>VIBRADOR DE INERCIA MULTIDIRECCIONAL AL TRONCO</i>	20
4.5.4. <i>VIBRADOR ORBITAL</i>	21
4.6. TIPOS DE GENERADORES DE VIBRACIÓN	21
4.6.1. <i>CILINDRO DE MASAS DE INERCIA</i>	21
4.6.2. <i>MOTOR CON UNA MASA EXCENTICA</i>	22
4.6.3. <i>MOTOR CON DOS MASAS DESEQUILIBRADAS CON EJE CONCENTRICO</i>	22
4.6.4. <i>MOTORES CON DOS MASAS DESEQUILIBRADAS POSICIONADS EN EJES DISTINTOS</i>	23
4.7. ACTUADORES PARA EL AMARRE	24
4.7.1. <i>TORNILLO – TUERCA</i>	24
4.7.2. <i>CILINDRO NEUMÁTICO</i>	26
4.7.3. <i>CILINDRO HIDRÁULICO</i>	26
4.7.4. <i>PINZA NEUMÁTICA</i>	26
4.7.5. <i>PINZA HIDRÁULICA</i>	27

INDICES

4.7.6.	VÁLVULA PROPORCIONAL	28
4.8.	CRITERIOS PARA SELECCIONAR UN CILINDRO	29
4.9.	ACTUADORES PARA GENERAR LA VIBRACIÓN	30
4.9.1.	MOTORES HIDRÁULICOS	30
4.9.1.1.	MOTORES DE ENGRANAJES	30
4.9.1.2.	MOTORES DE PALETAS	32
4.9.1.3.	MOTORES DE PISTONES	32
4.9.2.	MOTORES NEUMÁTICOS	33
4.9.3.	MOTORES ELÉCTRICOS	34
4.9.3.1.	Motor asíncrono o motor de inducción	34
4.9.3.2.	Motor síncrono	35
4.10.	SISTEMA DE CONTROL	35
4.10.1.	TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL	36
4.11.	SENSORES DE MEDIDA	40
4.11.1.	POTENCIOMETRO LINEAL	40
4.11.2.	SENSOR DE DISTANCIA POR CABLE	40
4.11.3.	PRESOSTATO	41
4.11.4.	CAUDALÍMETRO	41
5.	DISEÑO MECÁNICO DEL ABANICO	42
5.1.	SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA	43
5.2.	TRATAMIENTO ANTICORROSIVO	44
5.3.	SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA LONA	44
5.3.1.	LONA DE PVC	44
5.3.2.	LONA DE NYLON	45
6.	DISEÑO MECÁNICO DE LA MORDAZA	46
6.1.	FUERZA DE AMARRE PARA LA SUJECCIÓN DEL TRONCO	46
6.2.	SELECCIÓN DEL TIPO DE MORDAZA	46
6.2.1.	MORDAZA DE DOS PUNTOS DE AMARRE	47
6.2.2.	MORDAZA DE TRES PUNTOS DE AMARRE	47
6.3.	SISTEMA DE AMARRE	48
6.3.1.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO	49
6.4.	SISTEMA DE VIBRACIÓN	52
6.4.1.	CÁLCULO DEL MOTOR	52
6.4.2.	SELECCIÓN DEL MOTOR	54
	MOTOR ELÉCTRICO	54
	MOTOR HIDRÁULICO	55



7.	SISTEMA DE CONTROL	58
8.	CIRCUITOS HIDRÁULICOS	60
8.1.	CIRCUITO HIDRÁULICO VIBRADOR	60
8.2.	CIRCUITO HIDRÁULICO AMARRE	61
9.	LAYOUT	63
10.	CONCLUSIONES	64
11.	BIBLIOGRAFÍA DE CONTENIDO	65
12.	BIBLIOGRAFÍA DE FIGURAS	70

1. RESUMEN

El trabajo desarrollado surge de la necesidad de la automatización de los procesos agrarios, buscamos una optimización de los cultivos disminuyendo la gran cantidad de mano de obra que es necesaria y el tiempo de recolección ya que este es un factor muy importante puesto que se trata de un elemento perenne que se debe recoger en un determinado momento.

En primer lugar, se ha realizado un amplio estudio de antecedentes, en los que podemos observar que hoy en día la recolección del olivar se realiza a través de métodos de vibración ya sea en el tronco o en las ramas. Todos los sistemas encontrados basan en un apero que va acoplado a un sistema motriz, se sea una pala o un tractor y utilizan el motor de este para hacer funcionar el vibrador.

Como uno de los objetivos principales de este trabajo es desarrollar un sistema autónomo que no necesite un elemento motriz para funcionar pasamos a calcular el motor necesario para este sistema de vibración.

Para poder diseñar, calcular y seleccionar el motor y el sistema que va a generar la vibración es necesario realizar un proceso de investigación. El proceso de investigación que he seguido ha sido muy arduo ya que los sistemas comerciales que hay no revelan información sobre sus procesos, además no hay muchas fuentes de información que revelen que vibración es necesaria para la caída del fruto.

Dada la dificultad de encontrar valores medibles sobre algunos de los parámetros más importantes a tener en cuenta para el diseño del sistema ha sido necesario recurrir a varios estudios de investigación, patentes sobre sistemas de vibración y tesis doctorales, donde, gracias a los ensayos realizados (vibración sobre mástil monitorizado, evaluación de posición y altura óptima, valores de presión sobre el tronco) encontramos valores de referencia para dimensionar y definir los elementos que componen el sistema a desarrollar.

A partir de un estudio de estructura de edades, tamaños y crecimiento de una población local de olivos, se determinan las dimensiones medias de un olivo. Con estos datos determinamos las dimensiones necesarias de la mordaza y abanico de nuestro recolector.

Una vez determinada la presión sobre el tronco y la vibración necesaria para la caída del fruto se estudian diferentes métodos de conseguir dicha vibración. Se determina la potencia, par y velocidad necesaria para el motor y se evalúan diferentes tipos motores. Se ha dimensionado el motor llegando a seleccionar uno de los motores

comerciales para incluirlo en el sistema. Se ha calculado la amplitud óptima para el derribo del fruto y se han dimensionado las masas de inercia necesarias para conseguir dicha amplitud.

También se investiga la fuerza de amarre del tronco necesaria durante el proceso de vibrado, teniendo en cuenta que el árbol es un elemento natural que no se puede dañar durante este proceso. Una vez sabemos la fuerza de amarre del tronco, se investigan diversos métodos de sujeción y se desarrolla uno de ellos. A partir de las dimensiones del troco se han calculado y dimensionado los cilindros de amarre necesarios y se ha diseñado el dimensionamiento de la pinza de sujeción.

Se ha calculado el caudal necesario para el sistema hidráulico y se ha seleccionado una bomba comercial que cumple con las especificaciones técnicas necesarias consiguiendo así tener completamente definido el sistema hidráulico necesario para nuestro modelo.

Finalmente se estudia la necesidad de incluir un sistema de control para poder regular la presión de amarre y la vibración del tronco dependiendo de las características del árbol. Generando un sistema de lazo cerrado que esté realimentado y evalúe continuamente el sistema. Con él se pretende eliminar posibles daños de descortezado y optimizar el sistema.

1.1. PALABRAS CLAVE

Recolección, mecanizada, vibrador, abanico, aceituna

2. ABSTRACT

The following work arises from the necessity to automate the agricultural processes. We seek for an optimization of the crops, reducing the amount of necessary workforce and the time of harvesting. This is a very important factor due to the fact that it is a perennial element that must be collected at a specific time.

First of all, an extensive study of the background has been made, in which we can see that nowadays the olive harvest is accomplished through vibrations methods, either in the trunk or in the branches. All systems we have found are based on a tool that is coupled to a driving system, both if it is a shovel or a tractor, and they use its engines to operate the vibrator.

As one of the main objectives of this work is to develop an autonomous system that does not need a driving element to operate, we are going to select the necessary engine for this vibration system.

In order to design, calculate and select the engine and the system that is going to generate the vibration, it is necessary to perform an investigation process. The investigation process we followed has been very arduous because the existing commercial systems do not reveal any information about their processes; moreover, there are not many information sources that reveal which kind of vibration is necessary to make the fruit fall.

Due to the difficulty to find measurable values about some of the most important parameters to take into account for the design of the system, it has been necessary to resort to some investigation studies, patents on vibration systems and doctoral thesis where we could find some essays (vibration on monitored mast, evaluation of position and optimum height and values of pressure on the trunk). These studies led us to find some reference values to be able to size and measure the elements that form the system to develop.

From a structure study of ages, sizes and growth of a local olive trees population, the average dimensions of an olive tree are determined. With this data we can determine the necessary dimensions of the jaw and fan of our collector.

Once the pressure on the trunk and the necessary vibration is determined to the fall of the fruit, we study different methods to achieve this vibration. The power, torque and speed needed for the engine are determined and we evaluate different types of engines.

Abstract

The engine has been sized to select one of the commercial engines to include in the system. The optimum amplitude for the demolition of the fruit has been calculated and the masses of inertia necessary to achieve said amplitude have been sized.

The necessary strength to tie the trunk during the vibrating process is also investigated, taking into account that the tree is a natural element that cannot be damaged during this process. Once we know the strength of the mooring of the trunk, various methods of restraint are investigated and one of them develops. From the dimensions of the trunk, the necessary mooring cylinders have been calculated and dimensioned and the clamp clamp sizing has been designed.

The hydraulic flow required for the system has been calculated and a commercial pump that meets the necessary technical specifications has been selected. Thus we have completely defined the hydraulic system necessary for our model.

Finally, the need to include a control system to regulate the mooring pressure and the vibration of the trunk is studied depending on the characteristics of the tree. We generate a closed loop system that is feedback and continuously evaluates the system. With this system it is intended to eliminate possible damage of barking and optimize the system.

3. INTRODUCCIÓN

“En la actualidad se cultivan en el mundo más de 800 millones de olivos que ocupan unos 10 millones de hectáreas. Cerca del 98% de los olivares se cultivan en la cuenca del Mediterráneo.” (PorrasySoriano, 2018) España es el país del mundo con más producción olivera, cerca de 200 millones de olivos distribuidos en 2.300.000 hectáreas, esto supone un 11.7% del agro español.

Hace unos 25 años se empezó a mostrar interés por la mecanización de los trabajos de recolección, aunque todavía no se ha conseguido un método que permita la recolección integral tanto de la almendra como de la oliva.

El trabajo desarrollado surge de la necesidad de la automatización de los procesos agrarios, buscamos una optimización de los cultivos disminuyendo la gran cantidad de mano de obra que es necesaria y el tiempo de recolección ya que este es un factor muy importante puesto que se trata de un elemento perenne que se debe recoger en un determinado momento.

Para ello vamos a investigar y desarrollar es una máquina capaz de recoger aceitunas a través de la vibración del tronco. Esta máquina estaría compuesta por un paraguas recolector y un vibrador. En la actualidad únicamente existen como herramienta dependiente, es decir, necesita ir acoplada a un vehículo motriz. En este caso lo que buscamos es desvincularla de la máquina tractora, siendo la fuente de energía distinta a la de dicho tractor.

3.1. OBJETIVOS

El objetivo principal del trabajo es desarrollar una máquina independiente que mejore la calidad de la recogida del fruto, que sea más cómoda de usar y que no necesites un vehículo especializado para este proceso. En este caso nos vamos a centrar en los elementos más importantes del sistema de recolección, que son el sistema de vibrado, la mordaza de sujeción y el abanico.

Vamos a desarrollar y dimensionar el sistema basándonos en una población de olivos de edad media con un diámetro de tronco entre 150mm y 600mm. Realizando los cálculos y el dimensionamiento necesario para que cumpla con las necesidades del sistema.

Además, debe contar con una gran autonomía puesto que las jornadas laborales son largas y deberá poderlas cumplir de forma completa.

3.1.1. ESPECIFICACIONES

Se diseñarán y calcularán las partes principales de la máquina teniendo en cuenta lo siguiente:

Abanico: Su función es rodear el árbol de tal manera que cuando sus frutos caigan debido a la vibración este los recoja orientado su caída hasta un cajón donde se almacenarán los frutos. Estará realizado en un tejido ligero y resistente, a este le darán forma unas barras huecas lo más ligeras posibles. El abanico abrazará el tronco del árbol adaptándose a él por completo, así de esta forma no perderá un solo fruto de nuestra producción.

Las mordazas: Son una de las partes más importantes de la máquina puesto que serán las que agarren el árbol y lo hagan vibrar para así hacer caer sus frutos en el abanico antes nombrado. Su estructura será robusta puesto que necesita soportar grandes esfuerzos, dejando las superficies interiores, que serán las que estén en contacto con el árbol, de un material flexible ya que al amordazarlo firmemente y hacerlo vibrar podríamos dañar los troncos de los árboles.

3.2. HISTORIA DE LA RECOLECCIÓN

Hace unos 25 años se empezó a mostrar interés por la mecanización de los trabajos de recolección, aunque todavía no se ha conseguido un método que permita la recolección integral tanto de la almendra como de la oliva.

La oliva y la almendra se han recolectado de manera similar a lo largo de la historia, en los siguientes apartados se explica la evolución de las técnicas de recogida de estos frutales.

3.2.1. RECOGIDA DEL SUELO

Es el método más antiguo, consiste en esperar a que los frutos caigan al suelo de manera natural por su punto de maduración, después, se recogen del suelo en una o varias pasadas (Fig.1). Este método presenta grandes inconvenientes puesto que los frutos están demasiado maduros cuando llegan al consumidor, además en el caso de la producción del aceite, la oliva posee excesiva acidez. Por otra parte, es un método largo, con una baja productividad que supone una mala rentabilidad para el olivicultor.



(Fig. 1)

3.2.2. ORDEÑO

Se utiliza principalmente para recoger los frutos destinados al consumo de mesa, ya que es un método más cuidado y delicado y los frutos no se dañan. Consiste en la recolección a mano o con ayuda de un rastrillo (Fig.2), se depositan en un recipiente que lleva cada recolector, una vez lleno, lo vacían en un saco o en el remolque (Fig.3). Para recolectar las ramas más altas se utilizan escaleras o plataformas.

Cuando la oliva es para aceite, el operario desliza la mano entreabierta a lo largo de la rama dejando caer el fruto sobre lienzos o redes que se colocan previamente bajo los árboles.

El inconveniente de este tipo de recolección es que es un proceso lento por lo que la productividad es baja.



(Fig.2)



(Fig.3)

3.2.3. VAREO

Es un método posterior al de ordeño y es el más extendido. El suelo se cubre con mantas, mallas de plástico o redes y consiste en hacer caer los frutos al suelo golpeando las ramas.

Antiguamente el instrumento para realizar el vareo era una vara robusta, actualmente se utilizan varas de fibra de vidrio, la longitud varía según la zona desde 0.8m a los 4m de longitud.

El fruto cae sobre lienzos o redes que se colocan previamente bajo los árboles (Fig.4).



(Fig.4)

3.2.4. VIBRACIÓN

Antiguamente los braceros sacudían manualmente las ramas para desprender el fruto, debajo del árbol se colocaban las mantas. Es el método que más ha evolucionado, actualmente es un proceso que se realiza mecánicamente con vibradores autopropulsados.

Se distinguen en dos tipos principalmente:

- Vibradores motorizados de mano, son una especie de "peines" motorizados que vibran para desprender los frutos del árbol. Los más actuales son eléctricos y de fibra de carbono para una mayor ergonomía (Fig.5).

- Pinzas vibratoras acopladas al tractor, es un "brazo" mecánico que se agarra al tronco y sacude el árbol (Fig.6). Hay algunas que además incluyen un "paraguas" cuyo propósito es recoger el fruto que se desprende del árbol. Es el método más moderno y a partir del cual se ha desarrollado este proyecto. "Los más eficaces son los multidireccionales con una eficacia de derribo superior al 90%, está medida varía dependiendo del tamaño del árbol. Al no ser eficaz al 100% necesita un vareo complementario." (OleoHispana, 2018) Muchas son las ventajas en cuanto a rapidez y productividad frente al gran inconveniente del coste, esto hace que para los pequeños agricultores no sea rentable.



(Fig.5)



(Fig.6)

4. ESTADO DE LA CUESTIÓN

4.1. SISTEMAS COMERCIALES

En cuanto a los equipos de recolección automatizados podemos distinguir principalmente dos empresas.

Una de las grandes empresas más antiguas dedicadas a la fabricación de este tipo de recolectores es Estupiña (ESTUPIÑA, Recolector sin peladoras, 2018), desde su fundación en los años 60 ha ido evolucionando. En la actualidad diseña y fabrica equipos de recolección mecanizada, desarrollando el proceso completo de investigación, diseño, producción, montaje y comercialización de sus productos. Los productos son una amplia gama de vibradores, paraguas/abanicos y brazos telescópicos que se pueden acoplar al tractor o a una máquina autopropulsada.

Otra de las grandes empresas de la actualidad es Vimar (VIMAR, Recolectores, 2018), son especialistas en maquinaria agrícola y equipos recolectores para almendra, aceituna y nuez entre otros. Con una experiencia de 25 años son líderes en el sector. Fabrican equipos a medida en función de las necesidades de cada cliente, la plantación y el tipo de recolección. Sus productos son paraguas y vibradores mixtos para aceitunas y almendras acoplados al tractor.

Los equipos recolectores de la "Gama Almond" de Vimar (VIMAR, Recolectores, 2018), son equipos para almendras aceitunas y otros frutos. En función de las necesidades del cliente existen varios tipos de paraguas de diferentes tamaños y materiales. A cada uno de los paraguas se les puede añadir un vibro recolector. Esta gama se caracteriza por tener peladoras a los lados del chasis, son unos sinfines laterales que mueven el fruto para que se desprenda su piel exterior.

Un ejemplo sería el "Compact Classic Trifone Peladora" (VIMAR, Compact-Classical-Tifone, 2018) un equipo recolector con peladora para almendra, pistachos y nueces. Se adapta a todo tipo de tractor, desde pequeños tractores de 60CV Fig.7. Sus principales características son: su peso es reducido, de 650 Kg; se adapta a todo tipo de fincas tanto convencionales como intensivas y se puede manejar con un monomando o Joystick.



(Fig.7)

Por otra parte, Estupiña (ESTUPIÑA, Recolector sin peladoras, 2018) dispone de dos tipos principales de recolectores de almendras, la cosechadores frontal y el recolector trasero con dos peladoras.

La cosechadora frontal (ESTUPIÑA, RECOLECCION DE ALMENDRA, 2018) consta con regulación de velocidad independiente para las peladoras y los sinfines de alimentación, con la posibilidad de invertir el giro y evitar atascos Fig.8. Se puede acoplar a tractores a partir de 80 CV.



(Fig.8)



(Fig.9)

Para una mayor agilidad y avance en la recolección el accionamiento de las telas y del prete de pinza son independientes y simultáneos. Además, dispone de un mando de accionamiento eléctrico Fig. 9.

El recolector trasero con dos peladoras (ESTUPIÑA, Cosechadora con Peladoras, 2018), de Estupiña, es un equipo anclado a los 3 puntos del tractor, con 2 peladoras y vibrador para tractores a partir de 100 CV. Este equipo recolector incorpora regulación de la velocidad hidráulica en las dos peladoras, para conseguir un mejor pelado de la almendra. Además, al igual que la cosechadora frontal también lleva regulación de velocidad independiente para los sinfines de alimentación de la almendra hacia las peladoras.

El diámetro de telas que constituyen el paraguas es de 6,5 metros Fig.10. El sistema de descarga de la almendra limpia es mediante 2 sinfines a una altura de 2 metros directamente a remolque. Dispone de accionamiento de todas las funciones

desde una caja de mandos eléctrica de fácil manejo; avisador acústico o luminoso de llenado de tolva y equipo hidráulico totalmente independiente del tractor, el equipo incorpora triple bomba hidráulica de forma que las peladoras de almendras no se paran durante la vibración.



(Fig.10)

Similar al recolector trasero con dos peladoras de Estupiña, podemos encontrar la línea M6 de Topavi (TOPAVI, M6, 2018) Se acopla en los tres puntos de la elevación hidráulica de la parte trasera del tractor y a la toma de fuerza, dispone de ayuda en la descarga con un kit de elevación de la carga.

Dentro de la línea M6 disponen de diferentes versiones dependiendo de la aplicación. En ellas difieren las dimensiones, la potencia mínima recomendada para el tractor o las características técnicas de la vibración. En el Anexo I adjunto la ficha técnica de dicho modelo.



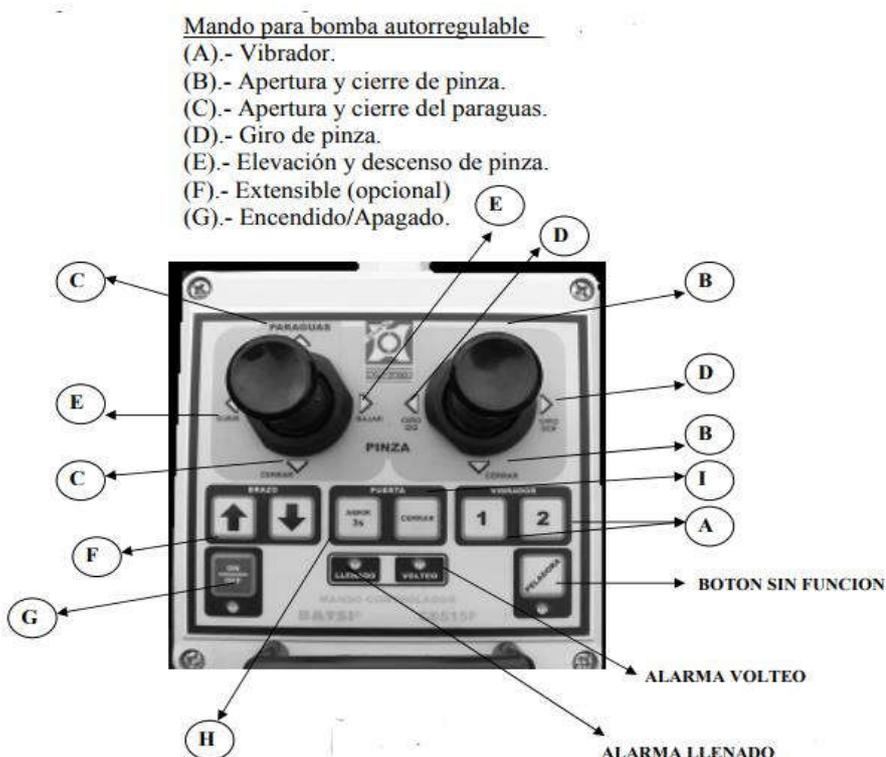
(Fig.11, s.f.)

En la misma casa podemos encontrar la línea MV, que se diferencia de la anterior en que el sistema de elevación de la propia máquina es totalmente independiente del tractor. Este modelo incluye la opción de incluir unas ruedas de apoyo en el caso de que la aplicación sea para un tractor frutero o mediano. En el Anexo I adjunto la ficha técnica de dicho modelo.



(Fig.12, s.f.)

Hoy en día, además de la activación mecánica, la mayoría de los modelos disponen de mandos de control eléctrico, que se colocan en la cabina y son de fácil manejo. Como ejemplo incluyo el mando para bomba autorregulable de Solano (SOLANO, 2018) . En el Anexo I adjunto un manual de uso y mantenimiento de Solano para los recolectores D-55-A-1M y D-60-A-1M.



(Fig.13, s.f.)

Además de los equipos de recolección acoplables al tractor, también existen equipos de recolección para acoplar a una pala.

En el caso de Estupiña, el paraguas recolector frontal para acoplar a brazos de pala (ESTUPIÑA, Recolector para acoplar a pala, 2018) , es un modelo más económico que fabrican con varias medidas de cajón tolva y diámetros de telas. La abertura y el cierre de telas es mediante sistemas hidráulicos (cilindros de doble efecto con cremalleras). Dispone de trampilla de descarga hidráulica. Para acoplarse necesita al

menos 2 salidas hidráulicas libres, que sean independientes de los accionamientos de los brazos de la pala cargadora.



(Fig.14)

La línea PV/PVM de Topavi (TOPAVI, Interempresas, 2018) ,también dispone de la posibilidad de adaptación a otras máquinas como orugas o telescópicas dependiendo de las características hidráulicas.



(Fig.15, s.f.)

Para los agricultores con pequeñas extensiones que no disponen de una gran maquinaria, está el equipo vibrador con paraguas recolector en aluminio (ESTUPIÑA, Modelo Ligero, 2018) , que puede acoplarse a tractores a partir de 80CV, dispone de circuito hidráulico de caudal variable. Sistema de doble sentido de giro de la vibración Fig.16. Se puede equipar con paraguas recolector y con paraguas recolector con peladoras (almendra y aceituna).



(Fig.16)

Al igual que el anterior, Vimar dispone de equipos recolectores para almendra, nuez, pistacho y aceituna adaptables a tractor a partir de 60CV, "Europa Classic Compac" (VIMAR, Europa Classic, 2018) .Son equipos extremadamente ligeros y compactos que se adaptan a las necesidades y plantaciones. Con un peso reducido desde 650kg el más ligero.

Finalmente, la vibradora autopropulsada "Topavi Track" (TOPAVI, Sargent, 2018) es la máquina recolectora que más se aproxima a mi propuesta de diseño. Viene instalada en una pequeña oruga que permite acceder a cualquier tipo de terreno. Cuenta con una capacidad de carga de 500kg de aceituna o 400 kg de almendra, regulación mecánica manual y sistema de pinza de tijera para el agarre del tronco. En el Anexo I adjunto la ficha técnica de dicho modelo.



(Fig.17)1



(Fig.18)

4.2. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO

A la hora de realizar el diseño de la máquina recolectora, deberemos tener en cuenta diferentes características para así conseguir que tenga las funcionalidades requeridas previamente. Las principales consideraciones que vamos a tener en cuenta son las siguientes:

- Maniobrabilidad
- Controlabilidad
- Tracción
- Capacidad de subir pendientes
- Estabilidad
- Eficiencia
- Mantenimiento
- Impacto ambiental

4.3. SISTEMA DE LOCOMOCIÓN

Aunque en este aspecto no vamos a profundizar, un tipo de locomoción que se adapta muy bien para este proceso es la locomoción por cintas de desplazamiento, este sistema se puede incluir dentro de la categoría de los sistemas de ruedas ya que se basan en los mismos principios. La configuración es una variante de la tracción diferencial puesto que los giros se realizan mediante el deslizamiento del robot sobre el suelo al girar una cinta más rápido que la otra.

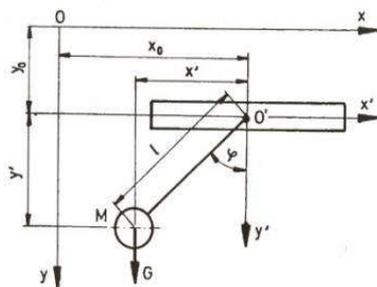
Este sistema los utiliza multitud de robots, principalmente los que se van a desplazar por terrenos complicados. Las principales ventajas de este sistema son que los motores están separados para la tracción y dirección, esto simplifica en gran parte el control. Además, es un sistema robusto y fácil de implementar.

Como inconvenientes encontramos que los giros son poco precisos, la velocidad es reducida y es coste del mantenimiento es elevado.

Como sistema de locomoción por cintas de desplazamiento podemos hacer hincapié en la tracción con ruedas oruga.

4.4. VIBRACIÓN NECESARIA PARA LA CAIDA DEL FRUTO

Gracias al estudio de técnicas de mejora para la recogida de fruta (SIMONOVIĆ, 2018) sabemos que podemos calcular la vibración necesaria para el derribo del fruto, haciendo la siguiente extrapolación, tomamos el fruto en cuestión como la masa de un péndulo que cuelga de un soporte, en este caso, la rama.



(Fig.23)

A través de del movimiento general del péndulo, tomando el ángulo ϕ como el ángulo entre ejes verticales y ejes de péndulo, es posible definir ecuaciones diferenciales por Lagrange.

ESTADO DE LA CUESTIÓN

Obtendremos la ley de movimiento del centro de gravedad en función de ángulo de rotación.

$$\vartheta = \frac{a^2}{1 \cdot (w^2 - v^2)} \cdot (\sin vt - \frac{v}{w} \cdot \sin wt)$$

- a - Amplitud de la fuerza de Ceorcivel;
- ϑ - frecuencia de la fuerza de inducción;
- φ - ángulo del péndulo;
- l - tamaño reducido del péndulo
- $\varphi = g / l$ - Oscilación de frecuencia posesiva

De aquí podemos concluir que según las masas medias:

La oliva 4g cuyo péndulo medio es de 4,8 cm, la frecuencia obtenida es de 850-1100 ciclos por minuto, es decir, de 14 a 18Hz una amplitud de 20-30 mm.

La almendra 30g cuyo péndulo medio es de 4 cm, la frecuencia es de 600-800 ciclos por minuto, de 10 a 13Hz con una amplitud de 40-50 mm.

Por otro lado, según un estudio de Fridley (1983), (KOURABA, 2018) vemos la siguiente clasificación de frecuencias óptimas de vibrado en función del tipo de árbol.

Cultivo	Tipo de árbol	Frecuencia (ciclos/s)
Albaricoquero	1	15 – 30
Almendro	1	15 – 25
Cerezo	4	12 – 24
Ciruelo	2	15 – 25
Manzano	2	15 – 25
Melocotón	3	15 – 25
Nogal	3	15 – 20
Naranjo	5	10 – 15
Olivo	5	20 – 35

(Fig.47, s.f.)

Podemos destacar como dato característico (KOURABA, 2018) que la vibración más apropiada para el olivo es de 26Hz, que registra valores con una función de transferencia mayor, con la menor absorción de energía. La caída de hojas se produce cuando se superan los 40Hz y por vibraciones de larga duración.

Sabemos que la fuerza generada por el movimiento de las masas de inercia se expresa con la siguiente ecuación: *Estudio adjunto en el anexo 1.*

$$\vec{F} = m_1 \cdot n_1^2 \cdot r_1 \cdot (\cos n_1 \cdot t + i \operatorname{sen} n_1 \cdot t) + m_2 \cdot n_2^2 \cdot r_2 \cdot (\cos n_2 \cdot t + i \operatorname{sen} n_2 \cdot t)$$

Siendo:

- m = masa total de los contrapesos
- n = velocidad angular de los contrapesos
- r = radio de inercia

Teniendo en cuenta el principio de D'Alembert sobre el modelo de Kelvin para determinar el comportamiento de la vibración de los materiales viscoelásticos llegamos la ecuación que determina la amplitud de vibración.

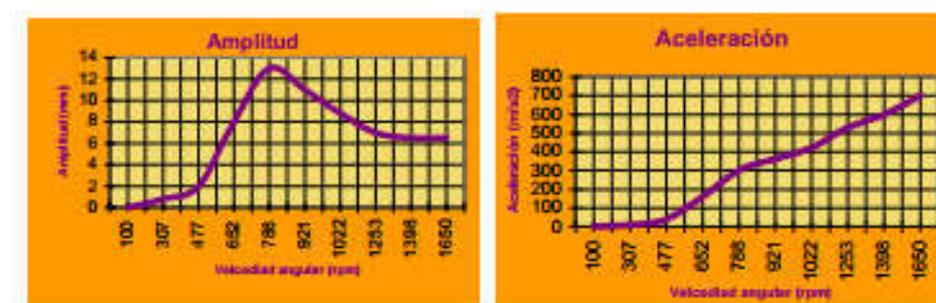
$$S = \frac{2 \cdot m \cdot n^2 \cdot r}{\sqrt{(K - Mn^2)^2 + C^2n^2}}$$

Siendo:

- S = amplitud de vibración
- K = constante elástica del árbol
- C = coeficiente de amortiguamiento
- M = masa total de inercia del sistema vibrante

Para llevar este estudio a la práctica nos basamos en un análisis de la respuesta de los olivos a vibraciones producidas por vibradores de masas de inercia (PORRASySORIANO, Recolección de aceitunas, 2018) obtenemos las curvas de amplitud- aceleración de la vibración para diferentes valores de la velocidad angular medida de los contrapesos. *Estudio adjunto en el anexo 1.*

De estas gráficas podemos concluir lo siguiente:



(Fig.24)

ESTADO DE LA CUESTIÓN

- Cuando el valor de la velocidad angular es $n_0 = 810 \text{ r.p.m.}$ la amplitud presenta su valor máximo.
- A partir de este punto, conforme la velocidad angular de las masas de inercia crece, la amplitud de la vibración tiende a estabilizarse para $n \gg n_0$

La amplitud de la vibración, S , responde a la siguiente fórmula:

$$S = \frac{2 m r}{Mv + Ma}$$

- m : Masa de inercia de contrapesos
- r : radio de inercia de contrapesos
- Mv : masa del vibrador
- Ma : Masa equivalente del árbol

La aceleración absoluta máxima medida en el tronco responde a la siguiente fórmula:

$$a = 4.385 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \cdot S$$

- A : Aceleración en mm^2/s
- n : Velocidad angular media de las masas de inercia en r.p.m.
- S : Amplitud de la vibración en mm

La aceleración mínima necesaria para la caída del fruto en el momento óptimo de recolección es de $2000mm/s^2$. Que según la experiencia en el uso de vibradores se requiere de una aceleración de 1.5 veces la teórica en el punto de agarre.

La potencia necesaria en el motor del tractor para mover el sistema vibrante depende de m , n y r y responde a la siguiente fórmula:

$$N = \Delta \cdot m \cdot n^3 \cdot r$$

Δ un coeficiente que depende del tamaño del olivo

$$\Delta = 4.6 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1}{l} \text{ para olivos pequeños}$$

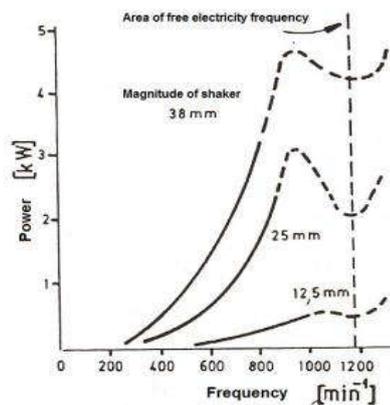
$$\Delta = 5.75 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1}{l} \text{ para olivos de edad y tamaño medios}$$

$$\Delta = 6.9 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1}{l} \text{ para olivos viejos y grandes}$$

- I : Altura del agarre en metros
- m : Masa total de inercia en Kg
- n : Velocidad angular media de masas de inercia en r.p.m
- r : Radio de inercia en metros
- N : Potencia en CV

También podemos destacar (KOURABA, 2018) que la potencia necesaria por el vibrador aumenta conforme aumenta el diámetro del tronco, por ello es aconsejable la vibración para árboles no muy grandes.

A través del siguiente diagrama (SIMONOVIC, 2018) podemos observar el consumo de energía (kW) en correlación a la frecuencia (m^{-1}) y la amplitud (mm).



(Fig.25)

Según un estudio (KOURABA, 2018) que plantea los tiempos empleados en todas las fases de la operación de vibrado, obtenemos un tiempo medio de 15.56 segundos, con una potencia de 36.6 Kw para el tractor y obteniendo un rendimiento del 74.6%.

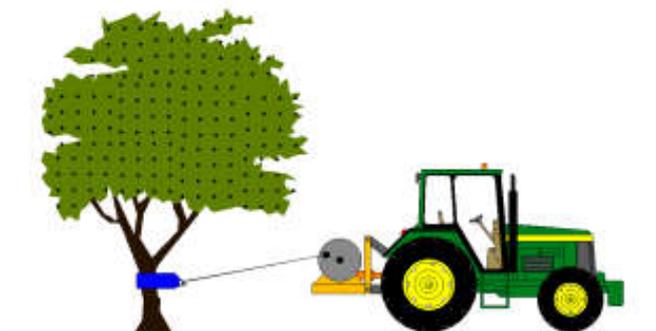
4.5. TIPOS DE VIBRADO

4.5.1. VIBRADOR DE SIRGA

Es uno de los primeros métodos de vibración utilizados, (PORRASySORIANO, Recolección mecanizada de la aceituna, 2018) este sistema consiste en un cable de acero o nylon recubierto que transmite el movimiento vibrador a las ramas del árbol. Producen la vibración a través de una excéntrica.

Uno de los inconvenientes de este método es que el tractor solo genera un esfuerzo de tracción, las ramas recuperan su posición natural por si mismas, esto limita la eficacia de la vibración.

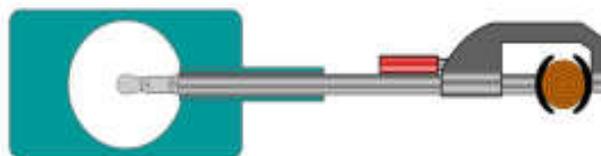
El procedimiento es complejo y requiere de experiencia del recolector para no causar daños al árbol, además, es menos efectivo que el sistema de vibración por inercia. Como principal ventaja encontramos que la maquinaria resulta más económica.



(Fig.48, s.f.)

4.5.2. *VIBRADOR DE INERCIA UNIDIRECCIONAL AL TRONCO*

Surgieron por la necesidad de generar una vibración regulable en frecuencia y amplitud. Su principio de funcionamiento consiste en el mecanismo biela-manivela. La sujeción al tronco se realiza a través de una pinza hidráulica.

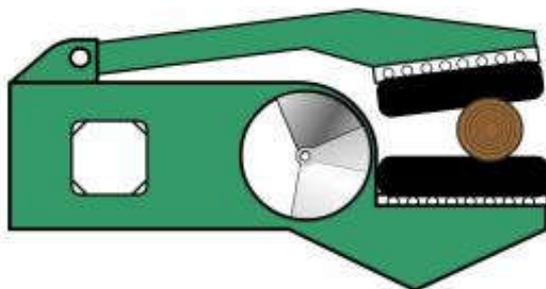


(Fig.49, s.f.)

4.5.3. *VIBRADOR DE INERCIA MULTIDIRECCIONAL AL TRONCO*

Se observa que cuando el vibrador de inercia unidireccional se aplica en varias direcciones del tronco, se mejora su eficacia.

Su principio de funcionamiento consiste en que en el interior de una carcasa se hacen girar dos masas excéntricas con sentidos contrarios y con velocidades angulares diferentes en valor absoluto (PORRASySORIANO, Recolección mecanizada de la aceituna, 2018). De esto surge una fuerza variable en módulo, dirección y sentido que genera la vibración multidireccional.



(Fig.50, s.f.)

4.5.4. VIBRADOR ORBITAL

La complejidad mecánica de la sincronización de las masas de los vibradores multidireccionales da lugar a los vibradores orbitales.

Se basan en el mismo principio de funcionamiento que los vibradores multidireccionales, aunque en este caso solamente utilizan una masa excéntrica de gran tamaño que al girar produce una fuerza elevada centrífuga que aplicada al tronco o a las ramas describe una trayectoria orbital.

Este tipo de vibradores son muy eficaces en el derribo del fruto.

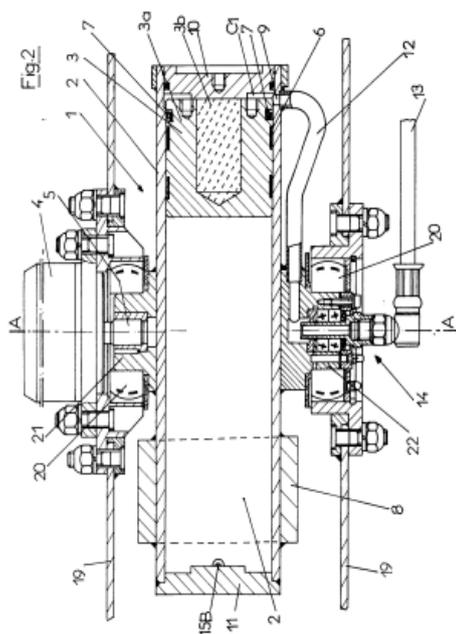
4.6. TIPOS DE GENERADORES DE VIBRACIÓN

Vamos a evaluar diferentes sistemas de vibrado utilizados para seleccionar cual es que se adapta mejor a nuestras necesidades. A continuación, vamos a exponer los diferentes sistemas que existen para generar el movimiento vibratorio.

4.6.1. CILINDRO DE MASAS DE INERCIA

Se trata de un sistema de vibrado convencional que utilizan los vibradores de tipo orbital consiste en un cilindro accionado de manera hidráulica.

El cilindro está sellado herméticamente compuesto por un conjunto de masas que se desplazan a través de él generando un desequilibrio del mismo, esto hace que este gire en torno al eje A y con ello se produce la vibración del elemento.

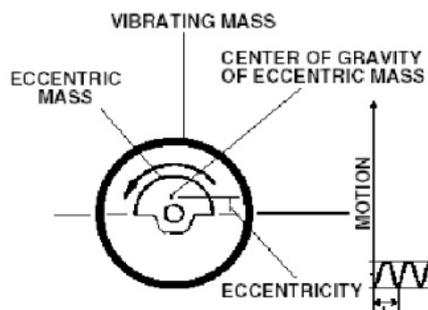


(Fig.51, s.f.)

El inconveniente de este modelo es que es muy complejo y necesita mantenimiento. Lo que lo convierte en un sistema caro.

4.6.2. *MOTOR CON UNA MASA EXCENTRICA*

Otro sistema de vibrado que utilizan los vibradores orbitales es el motor hidráulico al cual va acoplada una masa excéntrica que al girar genera una vibración orbital.



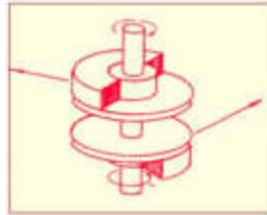
Este sistema genera un movimiento orbital que es menos efectivo que la vibración multidireccional.

4.6.3. *MOTOR CON DOS MASAS*

DESEQUILIBRADAS CON EJE CONCENTRICO

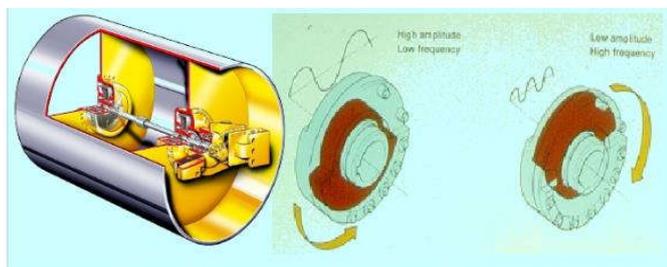
Otro sistema de vibración es el motor acoplado a dos masas excéntricas que generarán en el un desequilibrio y con ello la vibración del componente, en nuestro caso, la vibración de la mordaza y con ello, la vibración del árbol.

Las masas de inercia están posicionadas en el mismo eje de giro.



(Fig.53, s.f.)

Este elemento está comercializado, permite el cambio de la posición de las masas excéntricas para modificar la amplitud de vibrado. Se utiliza por ejemplo en aplicaciones como el vibrado de tolvas.



El cálculo de la amplitud de vibración para este tipo de sistemas vibradores es el siguiente (MOTOVIBRADORES, 2019):

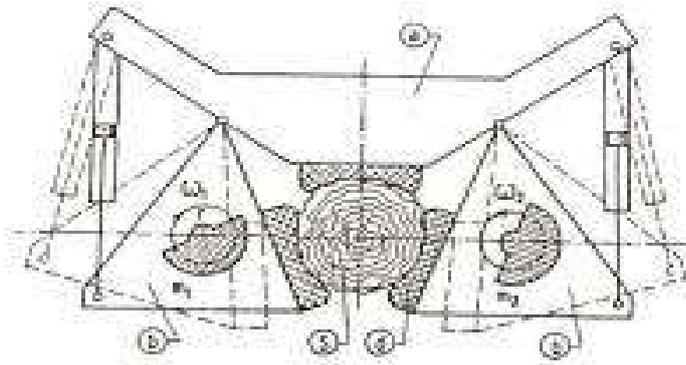
$$S = 5 \cdot \frac{n \cdot Wm}{n \cdot Mmot + Mvm}$$

Siendo:

- S: amplitud de vibración (mm)
- Wn: momento de trabajo (Kg · cm)
- Mmot: peso del motor (Kg)
- Mvm: peso de la maquina vibrante sin motores (Kg)

4.6.4. MOTORES CON DOS MASAS DESEQUILIBRADAS POSICIONADAS EN EJES DISTINTOS

Es una de las más comunes (SIMONOVIC, 2018), las masas tienen ejes colineales con el árbol, se posicionan una en cada extremo de sujeción de la mordaza.



Siendo:

- a: cuadro general del chasis
- b: mordaza móvil
- d: superficie de amarre para el árbol
- m1 y m2: masas rotativas
- w1 y w2: velocidad angular de masas rotativas
- S: árbol

Las masas 1 y 2 giran en direcciones opuestas con velocidades diferentes, de esta manera la agitación siempre está cambiando.

4.7. ACTUADORES PARA EL AMARRE

4.7.1. TORNILLO – TUERCA

Permite convertir un movimiento giratorio en uno lineal continuo. El sistema consiste en un tornillo que gira en el interior de una tuerca. Este mecanismo se puede plantear de dos formas básicas:

Un tornillo de posición fija (no puede desplazarse longitudinalmente) que al girar provoca el desplazamiento de la tuerca.

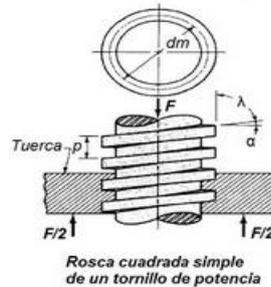
Una tuerca fija (no puede girar ni desplazarse longitudinalmente) que produce el desplazamiento del tornillo cuando este gira.

Además de permitir la conversión de un movimiento rotativo en uno lineal, tiene la tremenda ventaja de que en cada vuelta solo avanza la distancia que tiene de separación entre filetes (paso de rosca) por lo que la fuerza de apriete (longitudinal) es muy grande.

Una de las aplicaciones más habituales de los tornillos de potencia es la fabricación de mecanismos para la elevación de carga. Es necesario aplicar un par torsional (T) al

tornillo que lo haga girar y consiga elevar axialmente a la carga, para lo cual debe vencer al rozamiento entre la rosca del tornillo y tuerca.

El par o momento torsional (T) será igual al producto del esfuerzo P por el radio primitivo ($r_m = d_m/2$) del tornillo



$$T = P \cdot r_m$$

En el caso de tornillos de potencia esbeltos que se encuentran sometidos a cargas de compresión, además de los efectos anteriores, es necesario realizar un estudio alternativo donde se considere el efecto de la esbeltez del tornillo en la estabilidad del mecanismo.

En estos casos, la falla del tornillo no suele ocurrir por resistencia pura, sino por problemas de pandeo que interfiere en la estabilidad del vástago

Además de lo anterior, y cuando la carga de compresión no esté totalmente centrada respecto al eje longitudinal del tornillo, sino que actúa con cierta excentricidad, su efecto es todavía más desfavorable dado que induce a una flexión adicional del vástago del tornillo que hace incrementar su nivel de tensión interna.

La esbeltez mecánica (λ) servirá para definir si el vástago o columna de un tornillo de potencia se puede considerar largo o corto a efectos de pandeo.

$$\lambda = \frac{L_e}{i}$$

- L_e se define como la longitud de la columna del tornillo, también llamada longitud de pandeo;
- i es el radio de giro de la sección bruta del tornillo

Se hacen girar los tornillos mediante un motor eléctrico y abre o cierra la pinza para el amarre del árbol.



4.7.2. CILINDRO NEUMÁTICO

Los cilindros neumáticos (UC3M, 2019) transforman la energía del aire comprimido en un movimiento lineal. Se dividen en dos tipos, cilindros de simple efecto y cilindros de doble efecto.

CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

Solamente tienen una conexión de aire comprimido, por ello, solamente pueden realizar trabajo en un sentido. El retorno del vástago lo realizan a través de un muelle o una fuerza externa. La carrera de estos cilindros está limitada a la longitud del muelle, por eso no sobrepasan una carrera de unos 100mm.

CILINDROS DE DOBLE EFECTO

Tienen dos conexiones de aire comprimido, son capaces de realizar tanto el avance como el retroceso de forma controlada. Se utilizan cuando el émbolo tiene que realizar una misión al retornar a su posición inicial. Su carrera no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago.

4.7.3. CILINDRO HIDRÁULICO

Los cilindros hidráulicos (Principios hidráulica, 2018) convierten la energía hidráulica en fuerza mecánica lineal. Al igual que los cilindros neumáticos, los cilindros hidráulicos se diferencian entre cilindros de doble efecto y cilindros de simple efecto.

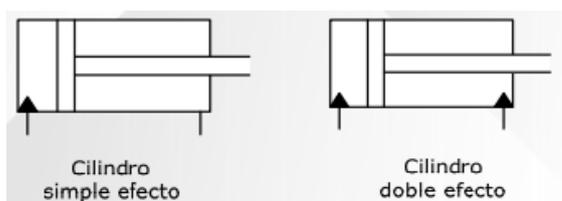


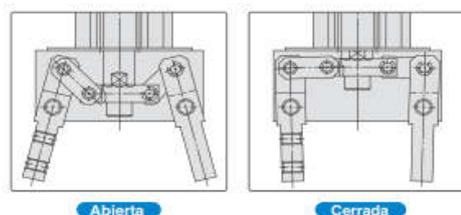
Fig.(49)

Las ventajas de los cilindros hidráulicos (Ventajas y desventajas sistemas hidráulicos, 2019) es que proporcionan una fuerza constante, son simples y económicos, ya que utilizan menos partes móviles en comparación con los sistemas mecánicos y eléctricos, lo que facilita su mantenimiento. Su principal problema es la complejidad de manejo del fluido hidráulico.

4.7.4. PINZA NEUMÁTICA

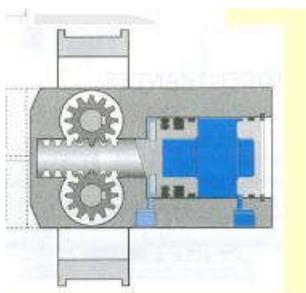
Existen pinzas de amarre neumáticas (Pinza neumática, 2019), este tipo de pinzas son comerciales y se utilizan para muchos usos diferentes. Su principal ventaja es que generan una fuerza de presión estable y elevada.

Son capaces de mantener la sujeción del elemento en cuestión incluso con el aire desconectado. Disponen de diferentes posibilidades de montaje lo que las hace muy polivalentes.



(Fig.26, s.f.)

Podemos encontrar pinzas (Pneux, 2019) equipadas con dedos de amarre de apertura angular de 10° a $+30^\circ$, apertura total a 180° o apertura paralela de guía integrada con bolas, esta última, además de ser extremadamente precisa aporta una gran rigidez.



(Fig.29, s.f.)

También existen de forma comercial pinzas de tres dedos autocentrantes. Estos dedos se mueven mediante un mecanismo de cuña que permite elevadas fuerzas con reducidas dimensiones. Los dedos de amarre prevén los datos tolerados para fijaciones precisas en los dispositivos de apriete.



(Fig.28, s.f.)

4.7.5. PINZA HIDRÁULICA

Existen pinzas hidráulicas para uso comercial (SAUR, 2019), se utilizan ancladas en carretillas para el transporte de elementos pesados como cajas o bidones.

Generalmente disponen de un ajuste hidráulico de los brazos para poder adaptarse dependiendo del tamaño del objeto a sujetar.



(Fig.30, s.f.)

A partir de la siguiente tabla de datos de un elemento comercial nos podemos hacer una idea de la capacidad de carga de la pinza y del dimensionamiento de la misma.

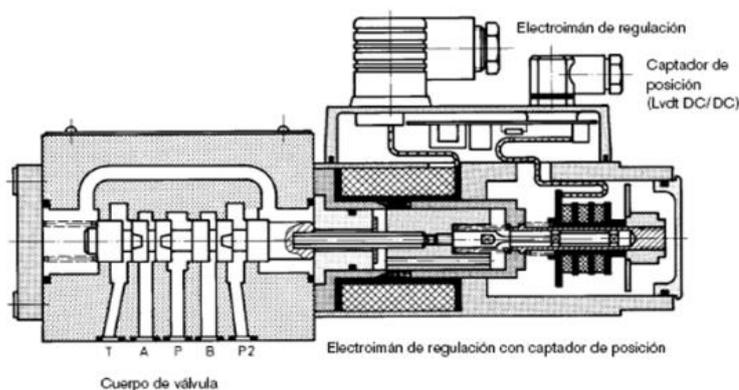
Modelo	Tiene giro	Capacidad kg / mm	A mm	B mm	D mm	E mm	F mm	V mm	Z(CG) mm	Peso kg
GHTS 10-G	No	1000	550 a 750	870	200	25	780	1675	1050	290
GGTS 10-G	Si							1780	1110	425
GBTS 10-G	Basculante							1770	1040	380

4.7.6. VÁLVULA PROPORCIONAL

Las válvulas proporcionales (SEAS, 2019) son válvulas que tienen infinitas posiciones, en ellas podemos variar las magnitudes de presión, caudal, etc., en función de la señal de entrada.

Se pueden diferenciar tres tipos principales de válvulas, direccionales, de caudal y de presión. El principal elemento de estas válvulas es el solenoide proporcional, este es capaz de crear una fuerza proporcional al valor de la corriente o tensión con la que es alimentado. Generalmente trabajan entre +/- 10 voltios.

Su funcionamiento es idéntico al de una válvula que no sea proporcional, la diferencia es que podemos controlar el grado de apertura de la corredera mediante la variación eléctrica del solenoide.



(Fig.31, s.f.)

Las señales de entrada pueden provenir de diferentes fuentes como potenciómetros, sensores de temperatura, microprocesadores o autómatas con salidas analógicas.

4.8. CRITERIOS PARA SELECCIONAR UN CILINDRO

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende de la presión, del diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas.

La fuerza teórica del émbolo es:

$$F_{teórica} = A \cdot P$$

- $F_{teórica}$ = fuerza teórica del émbolo
- A = Superficie útil del émbolo
- P = presión de trabajo

En condiciones normales, trabajando entre 4 y 8 bares las fuerzas de rozamiento representan entre el 3 y el 10% de la fuerza teórica.

A la hora de seleccionar un cilindro a parte de las limitaciones según la disponibilidad comercial es necesario tener en cuenta la longitud del vástago y su diámetro para evitar el pandeo.

La carga crítica de pandeo es:

$$P = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{L_K^2}$$

La carga máxima de servicio es:

$$F = \frac{P}{n}$$

Siendo:

- L_K = Longitud libre de pandeo (cm)
- E = módulo de elasticidad en $\left(\frac{kp}{cm^2}\right)$
- I = momento de inercia (cm²)
- n = coeficiente de seguridad (2.5 o 3.5)

4.9. ACTUADORES PARA GENERAR LA VIBRACIÓN

4.9.1. MOTORES HIDRÁULICOS

Un motor hidráulico es (Principios básicos hidráulica, 2019) un actuador que transforma la presión hidráulica que circula a través de él en energía mecánica rotativa. Todos tiene características de diseño similares: una superficie de accionamiento sujeta a presión diferencial, una sincronización del fluido para generar una rotación continua y una conexión entre esta superficie y el eje.

El desplazamiento del motor es el volumen del fluido requerido para hacer girar el eje una revolución y se mide en cm^3 . Este desplazamiento puede ser fijo o variable. Si el desplazamiento es fijo el torque generado es constante y si varía el caudal de entrada varia la velocidad del motor.

El par de arranque es el torque necesario para comenzar el movimiento de una carga estacionaria, este es mayor que el par nominal, este es el necesario para mantener la carga en movimiento. Para motores de engranajes paletas y pistón el torque es aproximadamente el 90% del teórico.

Las principales ventajas de este tipo de motores (Motores Hidraulicos, 2019) son:

- Elevados índices entre potencia y carga
- Gran exactitud
- Amplio rango de velocidades
- Se consigue producir más fuerza que con un sistema neumático del mismo tamaño.

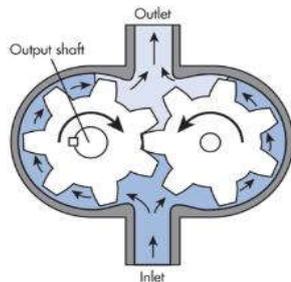
Vamos a evaluar los distintos tipos de motores hidráulicos para seleccionar el que mejor se adapta a nuestras necesidades.

4.9.1.1. MOTORES DE ENGRANAJES

Los motores de engranajes (Motores Hidraulicos, 2019) tienen como ventaja que pueden girar en ambos sentidos y son de tamaño reducido. El par de arranque es reducido (PSAU, 2019) ($= < 60$ del teórico), presentan problemas a la hora de trabajar con velocidades bajas, son irregulares y su rendimiento se reduce considerablemente. Por el contrario (Hidraoil, Motores de engranajes, 2019), son capaces de trabajar a velocidades muy elevadas, su velocidad es fácil de regular y su coste es bajo. Son pequeños y muy eficientes.

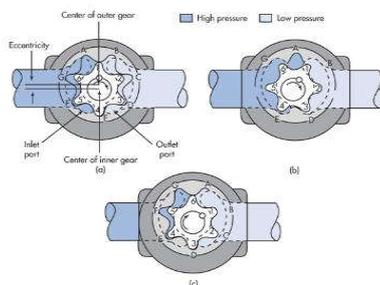
MOTORES DE ENGRANAJES EXTERNOS

Están formados por un par de ruedas de engranajes acopladas dentro de una cavidad sellada. Estas son accionadas por el fluido hidráulico, este entra en la carcasa a gran presión y hace que las ruedas giren. Una de las ruedas está conectada al eje principal y la otra es neutra.



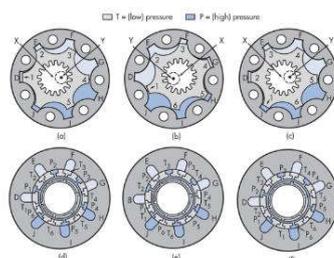
MOTOR GEOTOR DE ACOPLADO DIRECTO

Consta de un set de ruedas dentadas interna y externa y un eje. La rueda interna tiene un diente menos que la rueda externa, todos los dientes de la rueda interna están en contacto con los dientes de la rueda externa. Cuando el fluido hidráulico entra en el motor ambas ruedas giran. El centro de la ruda interna coincide con la del eje principal. El cambio en volumen gradual proporciona un flujo uniforme y suave.



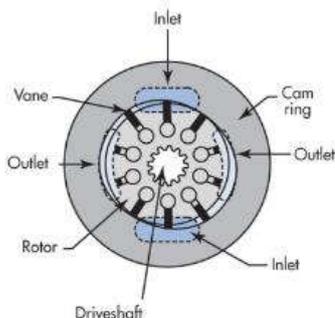
MOTOR GEOTOR ORBITANTE

Consta de un set de engranajes par, un acople, un eje y un plato de distribución. El engranaje de la parte externa es estacionario y tiene un diente más que la rueda interna. El conmutador gira a la misma velocidad que la rueda interna y continuamente inserta fluido a presión.



4.9.1.2. MOTORES DE PALETAS

Tienen la misma forma que una bomba de paletas, un rotor con orificios montado sobre un eje que acciona el mismo. Trabajan bien a bajas velocidades, mantienen un giro uniforme y continuado. Son silenciosos. Las paletas están introducidas en las cavidades del rotor y se desplazan radialmente sellando contra el anillo.

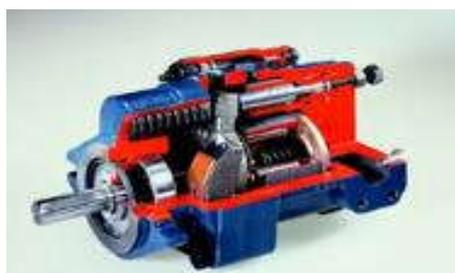


4.9.1.3. MOTORES DE PISTONES

Son los motores más utilizados ya que se consiguen potencias muy elevadas al trabajar con presiones elevadas.

MOTORES DE PISTONES AXIALES

Los pistones están posicionados en la dirección del eje del motor. El fluido entra por la base del cilindro y obliga al pistón a desplazarse hacia afuera. Como la cabeza del pistón tiene forma de rodillo, esta al apoyar sobre una superficie inclinada genera una fuerza que se descompone según la dirección normal y tangencial, esta última hace que el motor gire.



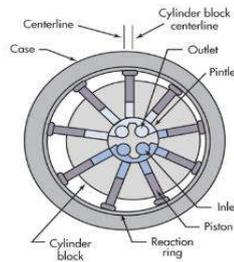
Sus principales características son:

- Presentan dificultades a velocidades bajas
- Operan sin problemas a altas velocidades

MOTORES DE PISTONES RADIALES

Recibe el fluido en los pistones convirtiendo la presión en torque. Los pistones están posicionados perpendicularmente al eje del motor. Al igual que en los motores de pistones axiales, el fluido a presión entra a través de un pin situado en el centro del

cilindro y de esta forma acciona los pistones hacia afuera, pero en este caso generamos el par debido a la excentricidad

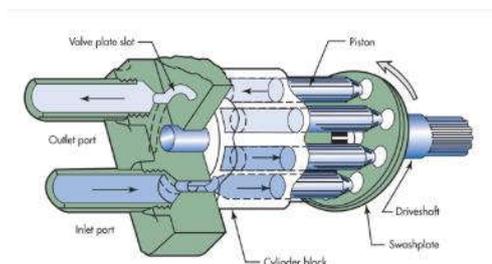


Sus principales características son:

- Son muy eficientes
- Tienen una larga vida útil
- Proporcionan un torque alto a velocidades relativamente bajas
- Tienen limitaciones a altas velocidades

MOTORES DE PISTONES EN LÍNEA

Generan el torque a través de la presión generada en los extremos de los pistones. El eje del motor y el del cilindro se encuentran en la misma accisa. El torque es proporcional al diámetro de los pistones y es función del ángulo de posición del basculante.



4.9.2. MOTORES NEUMÁTICOS

Los motores neumáticos realizan (Motor Neumático, 2019) un trabajo mecánico por expansión de aire comprimido.

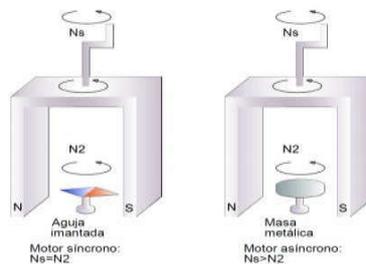
Sus principales ventajas es que son compactos y ligeros, desarrollan mayor potencia con relación a su tamaño que los motores eléctricos. Pueden arrancar y parar de forma ilimitada y no se dañan cuando se bloquean por sobrecargas. El par y la potencia son regulables (Chavez, s.f.) . Pueden usarse en ambientes a altas temperaturas ya que no se calientan, cuando el motor gira el aire expandido enfría el motor. Su mantenimiento es más sencillo y económico que el de los motores hidráulicos.

Al igual que en los motores hidráulicos podemos encontrar:

- Motores de paletas
- Motores de pistones
- Motores de engranajes.

4.9.3. MOTORES ELÉCTRICOS

Si en el interior del estator situamos una masa metálica, girará a una determinada velocidad. Se denomina asíncrono al motor así creado que gira por debajo de la velocidad de sincronismo (Motor sincrónico, 2019). La velocidad con la que gira el rotor dependerá del tamaño de éste y de su construcción.



4.9.3.1. Motor asíncrono o motor de inducción

Es un motor de corriente alterna en el cual su rotor gira a una velocidad diferente a la del campo magnético del estator. Actualmente la mayoría de los motores eléctricos que se utilizan en las aplicaciones industriales son del tipo asíncrono, debido a la facilidad de su construcción, su reducido mantenimiento y buenas prestaciones (UTR, 2019). Su principal inconveniente es el factor de potencia que reduce la potencia efectiva del motor e introduce una carga reactiva que hace necesario su eliminación mediante baterías de condensadores.



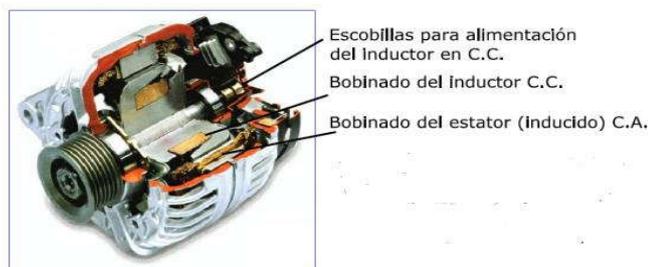
Se diferencian dos tipos de motores asíncronos, con el rotor bobinado y con el rotor en Jaula de Ardilla. En el caso del rotor bobinado, tiene el mismo número de polos el rotor y el estator. Los devanados del rotor están conectados a los anillos colectores y montados sobre el mismo eje.

El rotor de tipo Jaula de ardilla se caracteriza por tener los extremos de los conductores cortocircuitados, por lo tanto, no hay posibilidad de conexión del devanado del rotor con el exterior. La posición inclinada de los devanados mejora el arranque y disminuye el ruido.

4.9.3.2. Motor síncrono

La velocidad del rotor y la velocidad del campo magnético del estator son iguales. Los motores síncronos se han usado en máquinas grandes que tienen una carga variable y necesitan una velocidad constante (UTR, 2019). Tienen como principales inconvenientes su complejidad en la instalación, arranque y mantenimiento. Sólo se utilizan en escasas aplicaciones en las que un motor asíncrono resultaría excesivamente complicado.

La máquina síncrona por excelencia es el alternador.

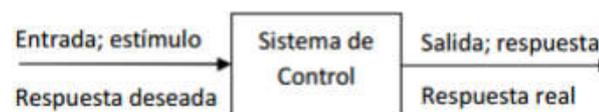


4.10. SISTEMA DE CONTROL

Un sistema de control (Valero, 2019) es un conjunto de dispositivos encargados de administrar, ordenar dirigir o regular el comportamiento de un proceso. En nuestro caso lo que pretendemos controlar a través del sistema es presión ejercida por la pinza para la sujeción del tronco.

Vamos a estudiar varios modelos de sistemas de control para descubrir cual es el que más se adapta a nuestras necesidades.

Es el sistema más sencillo que hay, solo consta de una entrada y una salida. El sentido de las flechas determina el flujo de información. La entrada representa una respuesta deseada y la salida una respuesta real.

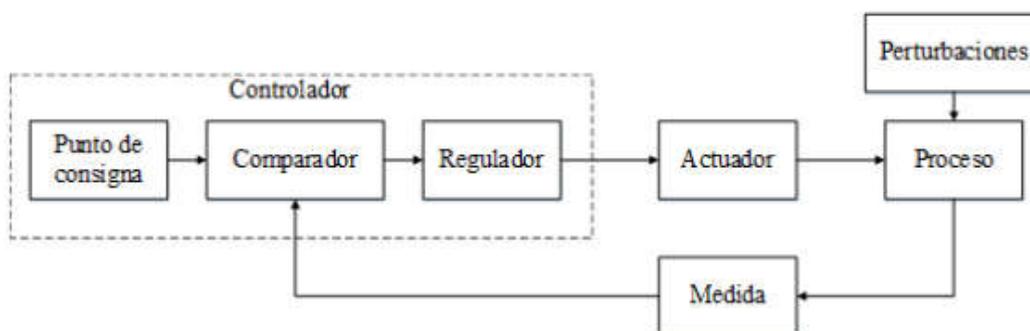


Los sistemas de control se distinguen en dos grandes grupos, sistema de control de lazo cerrado y sistema de control de lazo abierto.

En los sistemas de control de lazo abierto la salida siempre se rige por la señal de entrada y esta no se ve afectada por perturbaciones ni realiza compensaciones. Esto se debe a que la salida carece de retroalimentación.



Sin embargo, en los sistemas de control de lazo cerrado la señal de salida es medida y comparada con la entrada, de esta forma el control es capaz de variar para obtener la salida deseada. El siguiente esquema representa un sistema genérico de lazo cerrado.



Siendo:

- Punto de consigna: Valor deseado para nuestro sistema de control.
- Comparador: observa la diferencia entre el punto de consigna y la variable controlada en ese momento.
- Regulador: en función de la diferencia calculada por el comparador selecciona la acción que debe tomar el actuador para que el proceso llegue al valor de consigna.
- Actuador: Es el elemento final del control, se encarga de influir sobre la variable del proceso para modificarla.

4.10.1. TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL

El controlador es el elemento principal en un sistema de control de lazo cerrado, como hemos visto en el esquema anterior, este está formado por el punto de consigna, el comparador y el regulador. Existen diferentes tipos de sistemas de control, estos pueden ser de acción todo-nada, acción proporcional, acción integral, acción proporcional-integral y acción proporcional-integral-derivativa.

CONTROL TODO-NADA

Son los más básicos de los sistemas de control, estos envían una señal de activación (ON) cuando la señal no ha alcanzado el valor de consigna y una señal de desactivación (OFF) cuando la señal ha alcanzado el valor de consigna.

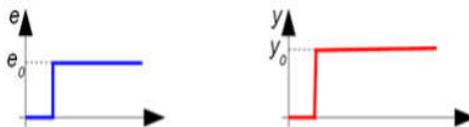
CONTROL PROPORCIONAL

Es un sistema de realimentación lineal, la salida del controlador es proporcional a la señal de error, que es la diferencia entre el valor medido y la señal de consigna. La salida del controlador proporcional es el producto entre la señal de error y la ganancia proporcional.

$$P_{out} = K_p \cdot e(t)$$

Siendo:

- P_{out} = Salida del controlador proporcional
- K_p = Ganancia proporcional
- $e(t)$ = Error de proceso instantáneo



CONTROL INTEGRAL

En estos controladores el valor de control es proporcional a la integral de la señal de error. Por lo tanto, esta varía en función de la desviación de la señal medida con el valor de consigna y del tiempo en el que se mantiene esta desviación. En este caso la salida del controlador será:

$$y(t) = \frac{1}{T_i} \int e(t) dt$$

Siendo:

- $y(t)$ = salida integral
- $e(t)$ = error
- T_i = tiempo integral



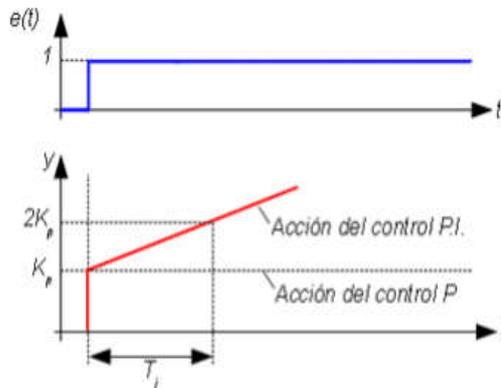
El principal inconveniente de este sistema es que el tiempo de respuesta inicial es muy amplio, por lo tanto, el controlador no es efectivo hasta pasado un tiempo.

CONTROL PROPORCIONAL-INTEGRAL

Este sistema está basado en la combinación entre el sistema proporcional y es sistema integral. La función de transferencia de este control es la siguiente:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{E(s)} = Kp \left(\frac{1}{Tis} + 1 \right)$$

Donde Kp (ganancia proporcional) y Ti (tiempo integral) son parámetros que se pueden modificar según las características y necesidades del sistema. Si Ti es grande, la pendiente de la rampa correspondiente al efecto integral será pequeña.



CONTROL PROPORCIONAL-DERIVATIVO

El controlador derivativo se opone a las desviaciones de la señal de entrada, con una respuesta que es proporcional a la rapidez con la que estas se producen. La salida del regulador es:

$$y(t) = kp e(t) + kp Td \frac{de(t)}{d(t)}$$

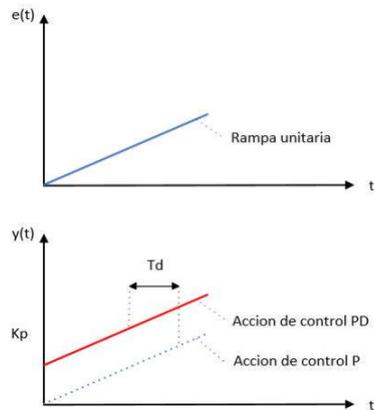
Siendo:

- $y(t)$ = salida diferencial
- $e(t)$ = Error
- Td = Tiempo diferencial

Quedando la función de transferencia:

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = Kp(1 + s Td)$$

Cuando las modificaciones de la entrada son instantáneas, la variación del regulador será muy brusca.



Este sistema es idóneo para aplicaciones en las que el cambio se debe realizar muy rápidamente dado que tiene una velocidad de respuesta muy elevada, aunque pierde precisión.

CONTROL PROPORCIONAL-INTEGRAL-DERIVATIVO (PID)

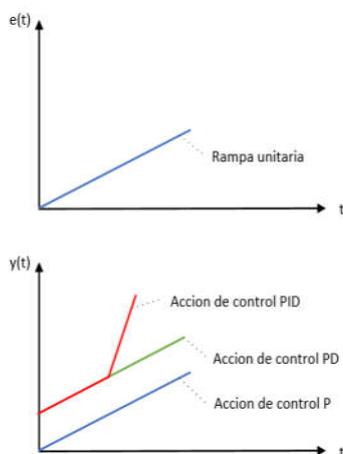
Este sistema combina los tres sistemas anteriores aprovechando las ventajas que ofrece cada uno de ellos. De esta forma si la señal varía lentamente en el tiempo predominará la acción proporcional-integral, sin embargo, se trata de una variación rápida, predomina la acción derivativa. Como principal inconveniente es que los ajustes de parámetros son más difíciles de realizar. La salida del regularos es la siguiente:

$$y(t) = Kp e(t) + \frac{Kp}{Ti} \int_0^t e(t)dt + Kp Td \frac{de(t)}{dt}$$

Por lo tanto, la función de transferencia es:

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = Kp \left(1 + \frac{1}{Tis} + Tds \right)$$

Siendo Kp (ganancia proporcional), Ti (tiempo integral) y Td (tiempo diferencial) parámetros ajustables del sistema.

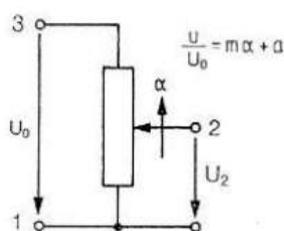


4.11. SENSORES DE MEDIDA

4.11.1. POTENCIOMETRO LINEAL

Un potenciómetro lineal es (Potenciometro lineal, 2019) una de las formas más económicas de medir distancia. Es un sensor de distancia resistivo, a través de un vástago mueve un cursor que se desplaza por una pista resistiva. De esta forma generamos una variación de resistencia en los terminales de salida.

En la figura (Potenciómetros, 2019) siguiente vemos la relación entre la tensión de salida del potenciómetro y el recorrido lineal o angular, donde "m" caracteriza el gradiente



(Fig.32, s.f.)

Encontramos gran variedad de potenciómetros con valores resistivos desde 1k hasta 10k y con diferentes rangos de medida.



(Fig.33, s.f.)

4.11.2. SENSOR DE DISTANCIA POR CABLE

Los sensores de desplazamiento por cable o encoder de sirga (Sensor de distancia por cable, 2019) son unos sensores muy versátiles para medir distancias. Su instalación es muy sencilla, basta con fijar el sensor a la base y anclar el extremo del cable a la parte móvil.

El movimiento del cable al desplazarse genera un cambio en la señal de salida proporcional a la distancia recorrida. Los rangos de medida pueden ser desde 50 hasta 60000mm.



(Fig.34, s.f.)

4.11.3. PRESOSTATO

El presostato es (Presostato, 2019) un aparato que realiza una lectura de presión de un circuito, además, este es capaz de abrirlo o cerrarlo en función de dicha lectura.

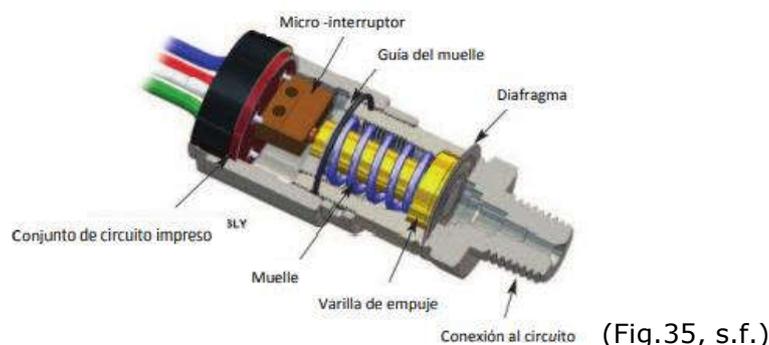
El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte, empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan.

Podemos encontrarlos basados en el movimiento y actuación de una membrana sobre un contacto eléctrico o sobre un elemento sensible de tipo proporcional, en este caso generará una señal analógica integrada.

PRESOSTATO DIAFRAGMA-PISTÓN (alta presión)

Incorporan una membrana que, en contacto con el fluido, y por efecto de la presión se ve deformada o desplazada. Esto se transmite a un pistón que, finalmente, actúa sobre el micro interruptor.

La membrana nos permite obtener una gran sensibilidad y repetitividad frente a los cambios de presión. Por otro lado, el pistón forzado por un muelle que permite ajustar el valor del punto de actuación y ofrece una gran resistencia por sobrepresión.



4.11.4. CAUDALÍMETRO

El caudalímetro es un instrumento de medida, capaz de medir el caudal o gasto volumétrico de un fluido. Estos aparatos de medición pueden colocarse en línea con la tubería que transporta el fluido.



(Fig.36, s.f.)

5. DISEÑO MECÁNICO DEL ABANICO

A partir del Estudio de estructura de edades, tamaños y crecimiento de una población local de olivos en Córdoba, España (ecosistemas, 2018), realizado por la Asociación Española de Ecología Terrestre, vamos a determinar las dimensiones medias de un olivo. A partir de estos datos podremos determinar las dimensiones necesarias de nuestro recolector.

El estudio está realizado sobre 230 ha de terreno en Sierra Morena, con dos tipos principales de hábitats olivar y dehesa.

A partir de este estudio obtenemos los siguientes datos:

- Diámetro medio 10-65 cm
- Altura media 3-5.25 m
- Anchura de la copa 3m
- Distancia media entre árboles para una mayor productividad 7m

Por otro lado, hacemos un estudio del almendro (Herrero, s.f.), ya que almendras y olivas van a ser los principales frutos a recolectar.

El almendro es un árbol perenne de hasta 10 metros, que dispone de un gran abanico de variedades. España, seguido de Estados Unidos con los principales países productores de almendras.

A partir de estos datos determinaremos las dimensiones necesarias del abanico.

En este caso, con el fin de generar una estructura más ligera, sencilla y económica, el abanico no va a ser transportar la fruta recogida, sino simplemente recogerla de la caída del árbol para almacenarla en cajones.



(Fig.19)



(Fig.20)

Los modelos comerciales abarcan diferentes tamaños, en nuestro caso a través de los estudios sobre el tamaño medio de la copa de los árboles hemos designado el diámetro total del abanico en 6.5 metros, aunque esto podría ser variable en función de las necesidades del cliente.

5.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA

Como propiedad mecánica debemos considerar la resistencia a la fatiga ya que tiene que soportar que las vibraciones que vamos a generar para la caída del fruto.

Otros aspectos a tener en cuenta a la hora de seleccionar un material son las propiedades tecnológicas, como el coste del material, la posibilidad de suministro o la facilidad que tiene para ser transformado, mecanizado o moldeado.

En este caso al tratarse de un elemento que va a ser comercializado y a trabajar a la intemperie principalmente, también debemos considerar aspectos como la posibilidad de coloreado con el fin de evitar el deterioro por corrosión y oxidación.

Tras realizar una evaluación de todos estos aspectos he seleccionado una aleación de aluminio, Aluminio- Magnesio 4.5%, según el estándar europeo EN AW-5083.

Su peso específico es de 2.66 g/cm³ lo que es muy importante para aligerar el peso del abanico. Se trata de una aleación de alta resistencia mecánica y a la corrosión. Su carga de rotura es elevada de 300 a 420 N/mm² y su límite a la fatiga de 250 a 280 N/mm². Además, es un material económico, comercial y fácil de encontrar.

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Características a la tracción				Dureza		
	Carga de rotura Rm, N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5.65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura T N/mm ²	Brinell (HB)	Vickers
0/H111	300	145	23	250	175	70	
HX2	330	240	17	280	185	90	
HX4	360	275	16	280	200	100	
HX6	380	305	10		210	105	
HX8	400	335	9		220	110	
Hx9	420	370	5		230	115	

PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁻⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - μΩ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
71,000	2,66	580-640	23,8	117	6,0	28,5	-0,86

(Fig.21)

5.2. TRATAMIENTO ANTICORROSIVO

El material seleccionado tiene muy buenas propiedades anticorrosión, de todas formas, como su aplicación y funcionamiento va a ser a la intemperie, vamos a aplicar un tratamiento para evitar el deterioro corrosivo y la oxidación.

Según la siguiente tabla (Fig.22) el medio en el que nos vamos a mover tiene una agresividad corrosiva moderada.

Agresividad del medio	Ejemplos
Suave	Interiores secos
Moderada	Exteriores en atmósfera rural, urbana, marina o industrial con limpieza frecuente, sin desgaste
Severa	Atmósfera urbana, marina o industrial
Muy severa	Atmósfera fuertemente marina o de contaminación industrial con desgaste

(Fig.22)

En este caso mi elección es tratamiento anticorrosivo a través de un esmalte sintético (Sevilla, Esmalte Sintetico, s.f.), cuyas principales características (Sevilla, Tipos de pinturas, 2018) son:

- Secan rápidamente, por evaporación del disolvente y sufriendo luego un proceso de oxidación
- Tienen brillo que se mantiene mate incluso en el exterior
- Son resistentes a los agentes químicos no demasiado agresivos
- Sus usos principales son para metal y madera

5.3. SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA LONA

Para la selección de la lona vamos a evaluar diferentes materiales.

5.3.1. LONA DE PVC

Sus principales características (Lonas PVC, 2018) es que es impermeable, de alta durabilidad y resistencia. Resiste temperaturas desde -30°C hasta 70°C. Es muy

resistente a la luz y a los agentes atmosféricos, su peso es de 1240gr/mm³. Resistencia (Uson, 2018) a la putrefacción y a la contaminación ambiental. Gran estabilidad dimensional y máxima resistencia a la tracción.

5.3.2. LONA DE NYLON

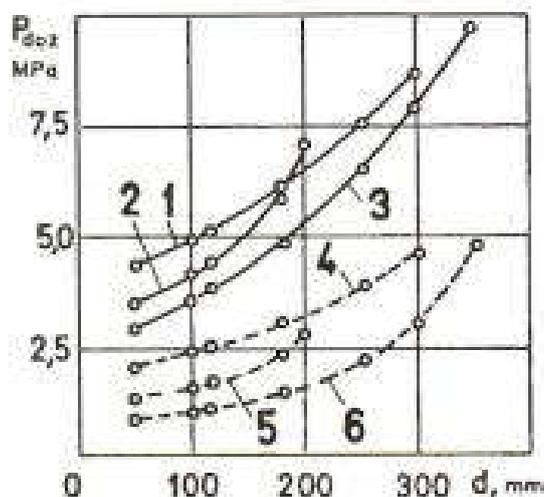
Sus principales características (Lona Nylon, 2018) son máxima resistencia a la tracción 78 N/mm². Gran resistencia a la incidencia solar y a la abrasión por rozamiento. Su peso específico (Materiales Plásticos, 2018) es de 1,14 gr/cm³ algo inferior a la del PVC. Su temperatura de trabajo es de -40 a 110°C y su coeficiente de deslizamiento es de 0.12.

Por su superioridad en características técnicas, como la resistencia a la tracción y a la abrasión, así como su peso específico inferior, hemos seleccionado el Nylon como material para la lona.

6. DISEÑO MECÁNICO DE LA MORDAZA

6.1. FUERZA DE AMARRE PARA LA SUJECCIÓN DEL TRONCO

Debemos tener especial cuidado con la presión permitida por el árbol en el brazo de agarre. En el siguiente diagrama se muestra la presión permitida (MPa) en relación al diámetro del árbol (mm).



(Fig.39)

La corteza es normalmente la parte que sufre los daños mayores (P. A. ADRIAN, 2018), su resistencia a la fuerza radial es de 34-41 Kg/cm² y a la fuerza tangencial es de 10-11 Kg/cm².

Los criterios más importantes a la hora del diseño de la sujeción del tronco (KOURABA, 2018), es un contacto en tres puntos equidistantes, cuya presión de contacto sea la más alta posible, pero sin superar los 150 bares.

El material de contacto para ejercer la presión de amarre es preferiblemente caucho de dureza próxima a los 70sh.

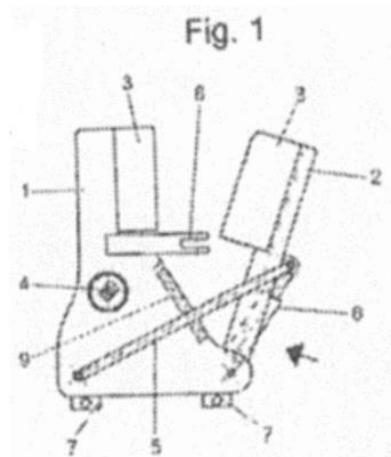
6.2. SELECCIÓN DEL TIPO DE MORDAZA

Cada vez está más generalizado el uso de vibradores para la recolección de frutos, especialmente aceituna. Sin embargo, el principal problema de este procedimiento es que en ocasiones se daña la corteza de los árboles donde se aplica la excitación del vibrador.

Los daños causados en el árbol pueden ser desde una ligera lesión en la corteza hasta el descortezado total del perímetro del tronco.

6.2.1. MORDAZA DE DOS PUNTOS DE AMARRE

Su fabricación y sistema de funcionamiento es más sencillo. Sin embargo, su principal inconveniente es que son más dañinas para el tronco del árbol en su proceso de vibrado.

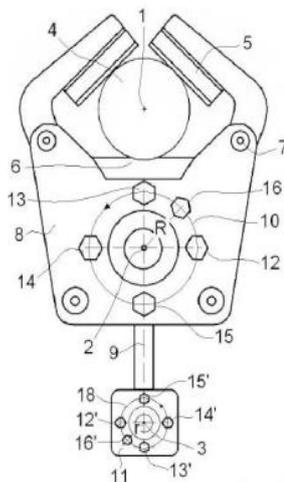


(Fig.40)

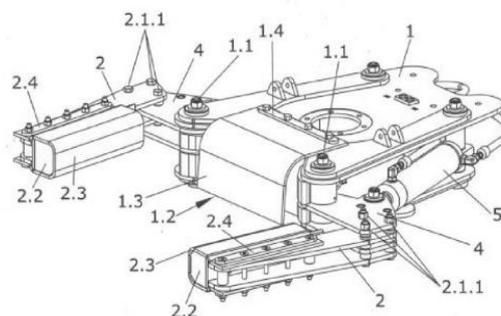
6.2.2. MORDAZA DE TRES PUNTOS DE AMARRE

Como hemos visto en el apartado anterior (6.1) para minimizar la posibilidad de dañar el árbol es preciso elegir una pinza de agarre bien diseñada, las que mejores resultados aportan son las que generan fuerzas de agarre radiales con tres puntos de sujeción equidistantes, aunque su diseño es algo más complejo.

Generalmente están compuestas por un punto fijo y dos móviles.



(Fig.41)



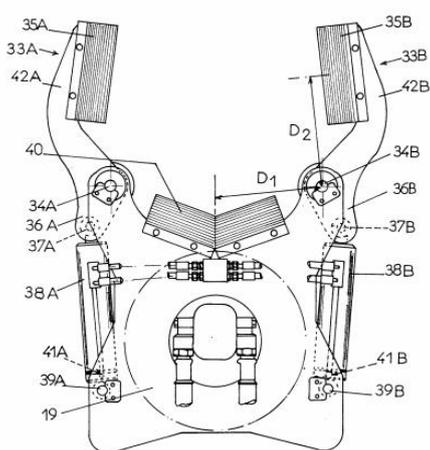
(Fig.42)

6.3. SISTEMA DE AMARRE

Sabemos según el punto 6.1 que la presión necesaria para el amarre del tronco oscila entre 50 y 150 bar dependiendo del diámetro de este.

Evaluamos diferentes formas de realizar el amarre, punto 4.6, mecanismo tornillo sinfín, mecanismo piñón cremallera, pinza neumática y accionamiento hidráulico. Para simplificar el diseño, utilizando los cilindros lo más pequeños y ligeros posibles nos decantamos por utilizar dos cilindros hidráulicos.

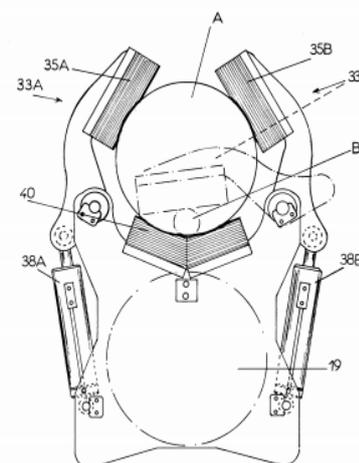
El sistema propuesto consta de tres puntos de apoyo, uno de ellos fijo y los otros dos móviles. Para hacer más sencillo el diseño, puesto que contamos con el equipo hidráulico para el sistema de vibración, los dos puntos de apoyo móviles están accionados a través de dos cilindros hidráulicos.



(Fig.27.2)

Estos brazos están diseñados para poder amarrar troncos de diámetros muy diferentes. En la figura 27.2 podemos ver las opciones de recogida para dos diámetros de tronco muy diferentes.

Esto lo conseguimos accionando los brazos 33A y 33B a distintas velocidades. Cuando el diámetro es mayor, A, los brazos 33B y 33A se accionan sucesivamente, presionándolo contra la mandíbula fija 40. Por otro lado, se trata de un tronco o una rama de diámetro reducido, el brazo 33B que es el más rápido llega primero a la rama B y la presiona contra la mandíbula fija 40, finalmente, el brazo 33A que es más lento viene a cerrarlo contra la superficie externa del brazo 33B.



(Fig.27.1)

6.3.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende de la presión, del diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas.

La fuerza teórica del émbolo es:

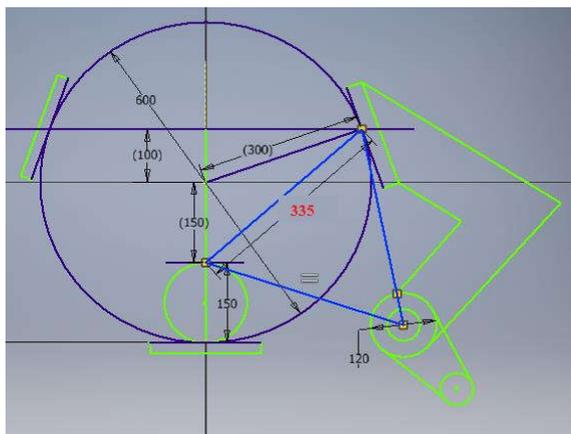
$$F_{teórica} = A \cdot P$$

- $F_{teórica}$ = fuerza teórica del émbolo
- A = Superficie útil del émbolo
- P = Presión de trabajo

Para calcular la fuerza teórica del cilindro tenemos en cuenta que nuestro vibrador va a trabajar con diámetros entre 150 y 600 mm. A partir de la tabla del punto 6.1. tomamos una presión de 45 bar para el diámetro menor y una presión de 150 bar para el diámetro máximo.

A la hora de seleccionar un cilindro a parte de las limitaciones según la disponibilidad comercial es necesario tener en cuenta la longitud del vástago y su diámetro para evitar el pandeo.

En primer lugar, vamos a calcular la carrera necesaria para el cilindro. De nuevo lo calculamos con el diámetro mayor. Para un tronco de 600mm, que se encuentra amarrado en 3 puntos equidistantes. Situamos los puntos de apoyo móviles a 2/3 del diámetro del troco. Calculamos la distancia que tiene que cerrar la pinza cuando se trate del diámetro menor, 150mm. Para realizar el cierre de la pinza necesitamos mover desde el punto de rotación 60° y calculamos la carrera del cilindro.



$$L_{necesaria} = L_{circunferencia} \cdot \frac{\text{ángulo de rotación}}{\text{grados de circunferencia}} = 377 \cdot \frac{60^\circ}{360^\circ} = 63 \text{ mm}$$

La carrera necesaria para el cilindro es de 63mm, seleccionamos una carrera comercial de 80mm con un diámetro de émbolo de 40 mm y 16mm de vástago.

Ø diámetros (mm)	Carreras (mm) (1)	CÓDIGOS (2)	REFERENCIAS	Ø Racordaje	Longitud de amort. (mm)
32	25	450 00 710	PES 32 T A 25 R-DM	G 1/8	18
	50	450 00 711	PES 32 T A 50 R-DM		
	80	450 01 095	PES 32 T A 80 R-DM		
	100	450 00 712	PES 32 T A 100 R-DM		
	125	450 01 113	PES 32 T A 125 R-DM		
	160	450 00 713	PES 32 T A 160 R-DM		
	200	450 00 714	PES 32 T A 200 R-DM		
	250	450 00 715	PES 32 T A 250 R-DM		
40	25	450 00 716	PES 40 T A 25 R-DM	G 1/4	20
	50	450 00 717	PES 40 T A 50 R-DM		
	80	450 01 096	PES 40 T A 80 R-DM		
	100	450 00 718	PES 40 T A 100 R-DM		
	125	450 01 114	PES 40 T A 125 R-DM		
	160	450 00 719	PES 40 T A 160 R-DM		
	200	450 00 720	PES 40 T A 200 R-DM		
	250	450 00 721	PES 40 T A 250 R-DM		
	320	450 00 722	PES 40 T A 320 R-DM		
	400	450 00 723	PES 40 T A 400 R-DM		

(Fig.37)

Ø Diámetros (mm)	COTAS (mm)																			
	AM	ØB	ØBA	BG	E	ØEE	ØKK	KV	KW	L2	L8	M	ØMM	N	PL	ØRT	SW	TG	VA	VD
32	22	30	30	16	50	G1/8	M10x1,25	16	5	17	94	48	12	142	14	M6	10	32,5	4	4
40	24	35	35	16	55	G1/4	M12x1,25	18	6	19	105	54	16	159	16	M6	13	38	4	4
50	32	40	40	16	65	G1/4	M16x1,5	24	8	26	106	69	20	175	18	M8	16	46,5	4	4
63	32	45	45	16	75	G3/8	M16x1,5	24	8	26	121	69	20	190	17	M8	16	56,5	4	4
80	40	45	45	17	100	G3/8	M20x1,5	30	10	33	128	86	25	214	16,5	M10	21	72	4	4
100	40	55	55	17	120	G1/2	M20x1,5	30	10	35,5	138	91	25	229	21	M10	21	89	4	4
125	54	60	60	24	145	G1/2	M27x2	41	13,5	40	160	119	32	279	32	M12	27	110	6	6
160	72	65	65	29,5	180	G3/4	M36x2	55	18	58	180	152	40	332	35,5	M16	36	140	6	6
200	72	75	75	29,5	220	G3/4	M36x2	55	18	58	180	167	40	347	35	M16	36	175	6	6

(Fig.38)

La fuerza teórica del émbolo es:

$$F_{teórica} = A \cdot P = \pi \cdot 2^2 \cdot 150 = 1884 \text{ Kg}$$

Para asegurarnos de que el cilindro cumple con las condiciones de trabajo correctamente calculamos el pandeo.

La carga crítica de pandeo es (Calculo pandeo, 2019):

$$P = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{L_K^2}$$

La carga máxima de servicio es:

$$F = \frac{P}{n}$$

Siendo:

- L_K = Longitud libre de pandeo (cm)
- E = módulo de elasticidad en $(\frac{Kp}{cm^2})$
- I = momento de inercia (cm²)
- n = coeficiente de seguridad (2.5 o 3.5)

En primer lugar, definimos el valor del factor de carrera K, este se da en función de la fijación del cilindro K=2.

VALOR DEL FACTOR DE CARRERA

Nº del tipo de montaje	Modo de fijación del cilindro	Modo de fijación del extremo del vástago	Representación del modo de montaje	K	Observaciones
9	Pivote fijado en la mitad delantera del cilindro	Articulado y guiado rigidamente		1,5	**
10		Soportado, con o sin articulación, pero no guiado rigidamente		3	
11	Pivote fijado en la cabeza del cilindro	Articulado y guiado rigidamente		1	**
12		Soportado, con o sin articulación pero no guiado rigidamente		2	

(Fig.43)

A partir de esto podemos calcular la longitud para el cálculo del pandeo.

$$L_K = Carrera\ real\ (mm) \cdot K = 80 \cdot 2 = 160\ mm = 16\ cm$$

El material del vástago es acero cromado duro cuyo coeficiente de elasticidad (Tratamiento cromo duro, 2019) es 15.000 Kg/mm² = 150Kp/cm²

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS RECUBRIMIENTOS DE CROMO DURO

Propiedad	Valor
Densidad	7,2 gr/cm ³
Temperatura de fusión	1,800 °C
Dureza	70 Rc = 1.100 Vickers
Conductividad eléctrica	20.000 Ohm-1/cm-1
Conductividad térmica	0,165 Cal/cm ² a 20 °C
Coefficiente de dilatación	0,8 x 10 ⁻⁵ °C ⁻¹
Módulos de elasticidad	15.000 kg/mm ²
Capacidad de reflexión	Hasta aprox. 90%

(Fig.44)

El momento de inercia del vástago es:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 16^4}{64} = 3215\ mm^2 = 32.15\ cm^2$$

Finalmente obtenemos que la carga crítica de pandeo es:

$$P = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{L_K^2} = \pi^2 \cdot 150 \cdot \frac{32.15}{16^2} = 197.28\ Kp/cm^2$$

Tomamos el mayor coeficiente de seguridad debido a las condiciones en la que va a trabajar el sistema.

La carga máxima de servicio es:

$$F = \frac{P}{n} = \frac{197.3}{3.5} = 53.36\ Kp/cm^2$$

Como sabemos que la resistencia máxima a la fuerza radial que soporta la corteza del tronco es de 34-41 Kg/cm² podemos concluir que el cilindro calculado va a soportar sin problema dicha carga de trabajo.

La elección de los cilindros de amarre serían dos cilindros de diámetro de embolo 40mm y diámetro de vástago 16mm con una carrera de 80mm.

6.4. SISTEMA DE VIBRACIÓN

El sistema óptimo de vibrado es aquel que produce un elevado porcentaje de caída del fruto, en un tiempo reducido, con la menor potencia posible y que no produzca daños en el árbol.

Un punto que tenemos que tener en cuenta a la hora de desarrollar o seleccionar un sistema de vibrado es el periodo de puesta en marcha y paro del sistema vibratoria (KOURABA, 2018). Debido a los efectos de resonancia este es el periodo más dañino para el árbol, puede provocar daños en corteza, ramas hojas o raíces.

Después de analizar los tipos de vibración (apartado 4.7) nos decidimos por el vibrado multidireccional debido a su eficacia en el derribo de frutos frente a los vibradores de sirga y unidireccionales. Para ello vamos a utilizar un motor con dos masas desequilibradas.

6.4.1. CÁLCULO DEL MOTOR

Vamos a calcular la potencia que debe tener el motor para mover el sistema vibratorio.

Sabemos que la aceleración absoluta medida en el tronco del olivo es:

$$a = 4.385 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \cdot S$$

- a: Aceleración en mm^2/s
- n: Velocidad angular media de las masas de inercia en r.p.m.
- S: Amplitud de la vibración en mm

Como hemos mencionado en el estado de la cuestión, la aceleración mínima necesaria para la caída del fruto en el momento óptimo de recolección es de $2000mm/s^2$. Que debe ser 1.5 veces la teórica en el punto de agarre. Por lo tanto, obtenemos que la aceleración necesaria es de $3000mm/s^2$. Además, sabemos que la amplitud más apropiada para el vibrado del olivo es 20mm.

Si despejamos obtenemos que la velocidad angular de las masas de inercia óptima es $n = 1850$ r.p.m

$$n^2 = \frac{3000}{4.385 \cdot 10^{-5} \cdot S} = \frac{3000}{4.385 \cdot 10^{-5} \cdot 20} \rightarrow n = 1850 \text{ r.p.m}$$

La potencia necesaria en el motor para mover el sistema vibrante depende de m , n y r y responde a la siguiente fórmula:

$$N = \Delta \cdot m \cdot n^3 \cdot r$$

Vamos a calcular la potencia del motor tomando el coeficiente Δ para olivos de tamaño medio:

$$\Delta = 5.75 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1}{l} \text{ para olivos de edad y tamaño medios}$$

- I: Altura del agarre en metros
- m: Masa total de inercia en Kg
- n: Velocidad angular media de masas de inercia en r.p.m
- r: Radio de inercia en metros
- N: Potencia en CV

La amplitud de la vibración es:

$$S = \frac{2 m r}{Mv + Ma}$$

Gracias a ensayos sobre olivos de tamaño (PorrasySoriano, 2018) medio sabemos que para producir una amplitud de vibrado cercana a 20mm necesitamos dos masas de 30Kg y radio de inercia de 10cm a una altura de 80 cm del suelo.

Por lo tanto, si sustituimos:

$$N = \frac{5.75 \cdot 10^{-10}}{0.8} \cdot 2 \cdot 30 \cdot 1850^3 \cdot 0.1 \rightarrow N = 27.3 \text{ CV}$$

Necesitamos un motor con una potencia de $N = 27.3 \text{ CV}$.

Si fuera necesario para nuestro sistema podríamos variar el peso de las masas de inercia (m), el radio de inercia r o la altura a a la que realizamos el amarre I para cambiar la potencia necesaria de vibrado.

Sabiendo la potencia necesaria del motor vamos a calcular el par necesario para el motor. La potencia necesaria del motor es de 27.3 CV que son 20.1 Kw, la velocidad angular de las masas de inercia óptima es $n = 1850 \text{ r.p.m}$. Por lo tanto, podemos obtener el par necesario del motor.

$$T = \frac{N}{n} = 103.75 \text{ Nm}$$

Sabemos que necesitamos un motor de 20Kw para mover nuestro sistema vibrante que genere un par de 104Nm.

6.4.2. SELECCIÓN DEL MOTOR

Estudiamos los diferentes tipos de motores que podemos incluir en el sistema:

MOTOR ELÉCTRICO

En primer lugar, comenzamos con un motor de corriente alterna de tipo asíncrono en este caso estudiamos los valores concretos del motor POWERTECH SY4 DRIVE 132K21 de la marca Windings que adquiere su velocidad máxima de 2250 rpm a 75Hz. A esta velocidad desarrolla un par nominal de 130 Nm y una potencia de 30.7Kw. Es decir, cumple con todos los requisitos necesarios para mover el sistema vibrante.



(Fig.55, s.f.)

Como principal inconveniente encontramos que es un motor trifásico que tiene un consumo nominal de 56A. Además, es un motor muy voluminoso sus dimensiones son de 300 x 560 mm. *Documentación en el Anexo 2*

Speed Frequency	Type	Rotor inertia	Max. absolute torque at 400V	Rated torque	Rated power	Rated voltage	Rated current	power factor	Efficiency
rpm Hz		Kgm ²	Nm	Nm	kW	V	A	cos φ	η
800 26.7Hz	132K.17	0,07	450	123	10,3	340	19	0,99	0,91
	132K.21	0,08	530	145	12,2	350	22	0,99	0,91
	132K.28	0,11	700	190	16,0	335	30	0,99	0,92
	132K.35	0,14	900	240	20,0	350	37	0,97	0,92
1500 50Hz	132K.17	0,07	450	120	19,0	355	34	0,99	0,93
	132K.21	0,08	530	140	22,0	335	41	0,99	0,94
	132K.28	0,11	700	185	29,0	335	54	0,98	0,94
	132K.35	0,14	900	235	37,0	350	65	0,99	0,95
2250 75Hz	132K.17	0,07	450	110	26,0	340	48	0,99	0,94
	132K.21	0,08	530	130	30,7	340	56	0,99	0,95
	132K.28	0,11	700	170	40,0	330	75	0,98	0,95
	132K.35	0,14	900	210	49,5	360	84	0,99	0,95

(Fig.56, s.f.)

Para calcular la alimentación necesaria para el motor tenemos en cuenta la potencia nominal del mismo y su factor de potencia. Con ello obtenemos que la potencia aparente del motor es de 30.7Kw.

Estudiamos los tipos de generadores electrógenos capaces de suministrar dicha potencia y exponemos uno de ellos.

Generador de tipo remolcable de la marca GELEC ENERGY con motor de combustión diesel. Capaz de suministrar una potencia aparente entre 8.8 kVA y 68.8kVA. Con un motor que gira a 1500rpm. *Documentación en el Anexo 2*



(Fig.54, s.f.)

MOTOR HIDRÁULICO

A continuación, vamos a estudiar la posibilidad de que el motor sea hidráulico. Entre los distintos tipos de motores hidráulicos nos decantamos por el motor de engranajes. Tienen como ventaja que pueden girar en ambos sentidos y son de tamaño reducido.

Sus principales inconvenientes son que, a hora de trabajar con velocidades bajas, son irregulares y su rendimiento se reduce considerablemente. Según nuestra aplicación va a trabajar a altas velocidades por lo que no representa ningún problema. Por el contrario (Hidraoil, Motor de engranajes externos, 2019) son capaces de trabajar a velocidades muy elevadas, su velocidad es fácil de regular y su coste es bajo. Son pequeños y muy eficientes.

Seleccionamos un motor hidráulico de engranaje de la marca HEMA que se adapta a nuestras necesidades. *Documentación en el Anexo 2*

Características:

- Rango de desplazamiento: 12,38 a 41,3 cm³/rev
- Velocidad de rotación: entre 600 rpm y 3000 rpm
- Presión 170 bar
- Cilindrada: entre 12cm³ y 41cm³
- Par: entre 0Nm y 266Nm
- Disponible en aluminio y hierro fundido
- Rodamiento de rodillos
- Opciones de eje impulsor, brida de montaje y puerto de entrada-salida

(Fig.45)



Como ventaja frente al motor eléctrico sus dimensiones son de 133 x 172 mm y su peso es de 9.5Kg.

Calculamos el caudal que debe proporcionar la bomba, a partir del caudal y presión necesarios para el motor y para los cilindros de amarre.

CAUDAL NECESARIO PARA EL MOTOR

$$Q = V \cdot N \cdot \frac{\mu_v}{100}$$

- Siendo:
- V = Rango de desplazamiento máximo = 41,3 cm³/rev
- N = Velocidad máxima = 3000 rpm
- μ_v = Eficiencia volumétrica = 80%

Obtenemos que el caudal máximo necesario para el motor es 99.12 l/m

$$Q_{max} = V \cdot N \cdot \frac{\mu_v}{100} = 41.3 \cdot 3000 \cdot 0.8 = 99120 \text{ cm}^3/\text{m} = 99.12 \text{ l/m}$$

CAUDAL NECESARIO PARA LOS CILINDROS

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L$$

Siendo:

- r = radio del émbolo
- L = carrera del cilindro

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L = \pi \cdot 2^2 \cdot 8 = 100.5 \text{ cm}^3 = 0.1 \text{ l}$$

Consideramos despreciable el caudal necesario para los cilindros, ya que el valor obtenido es muy pequeño y solamente tiene que realizar un ciclo de apertura y cierre por árbol.

Nos decidimos por un grupo hidráulico con motor térmico, de esta forma el motor diesel moverá nuestra bomba hidráulica. Nos decantamos por un grupo hidráulico de la marca STANLEY. *Documentación en el Anexo 2*

Características:

- Tipo de motor: diésel
- Otras características: portátil
- Presión operativa: entre 138 bar y 206 bar
- Caudal: entre 49,21 l/min y 132,49 l/min
- Capacidad del depósito: 10 l



(Fig.46)

Tras el estudio del motor eléctrico frente al motor hidráulico podemos concluir que para trabajar con ambos necesitamos alimentarlos con un generador externo. Hemos encontrado elementos comerciales que en los dos casos se adaptan al sistema y satisfacen las necesidades con éxito.

La selección del motor la basamos principalmente en el dimensionamiento del sistema, en este caso uno de los objetivos del trabajo es desarrollar un sistema autónomo, independiente y ergonómico. En este caso tanto el motor hidráulico como su respectivo grupo hidráulico son dimensionalmente más pequeños y ligeros que el sistema eléctrico. Por ello seleccionamos el sistema hidráulico como sistema principal de nuestro diseño.

7. SISTEMA DE CONTROL

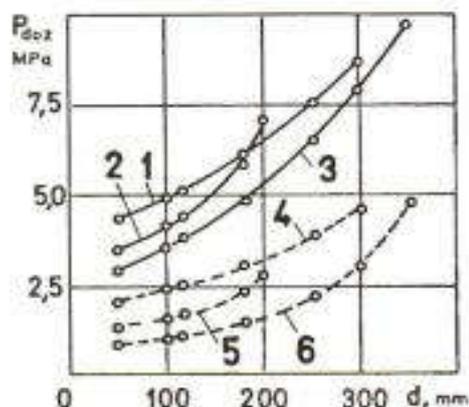
Se estudia la necesidad de incluir un sistema de control para poder regular la presión de amarre y la vibración del tronco dependiendo de las características del árbol.

Los sistemas comerciales actuales no cuentan con el sistema de control, su regulación se basa en un potenciómetro, con él el operario es capaz de regular la fuerza de amarre y la vibración dependiendo de lo que considere oportuno.

En nuestro caso estudiamos la implantación de un sistema de lazo cerrado que esté realimentado. A través de un potenciómetro lineal colocado en uno de los cilindros de amarre leemos el diámetro del tronco, en base a esta medida el sistema determina una presión de amarre y una velocidad de vibración. Con él se pretende eliminar posibles daños de descortezado y optimizar el sistema. Además, mantendremos de un sistema de regulación manual que permitirá al operario modificar estos valores si lo considera necesario.

Con el sistema de control pretendemos adaptarnos a las diferentes resistencias de los frutales, también al estado de madurez de estos, permitiéndonos así hacer una recogida muy selectiva de cada producto personalizando los movimientos de la maquina a cada uno de ellos.

Como hemos visto en el punto 6.1. la presión de amarre del tronco es proporcional al diámetro de este, por lo tanto, para determinar la presión de amarre vamos a implantar un sistema de lazo cerrado. A través del siguiente diagrama vemos la presión permitida (MPa) en relación al diámetro del árbol (mm).

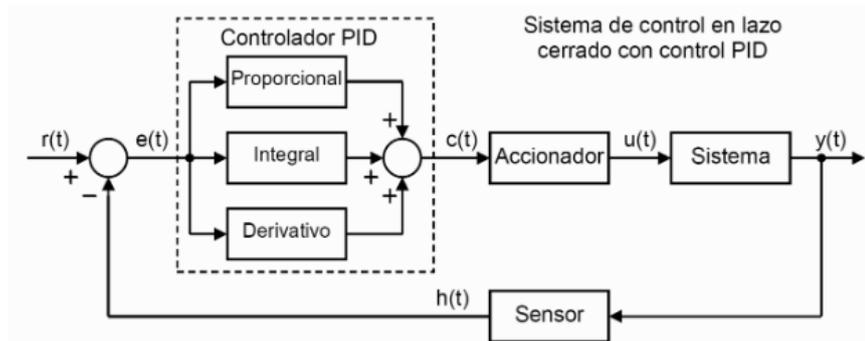


(Fig.39)

En primer lugar, el cilindro que acciona el brazo 33B, que es el primero en cerrar estará provisto de un potenciómetro lineal, de esta forma, a través de la lectura del potenciómetro podremos determinar el diámetro del tronco.

Una vez que sabemos el diámetro del tronco y por lo tanto la presión adecuada a este diámetro incluimos esta presión en nuestro sistema de lazo cerrado.

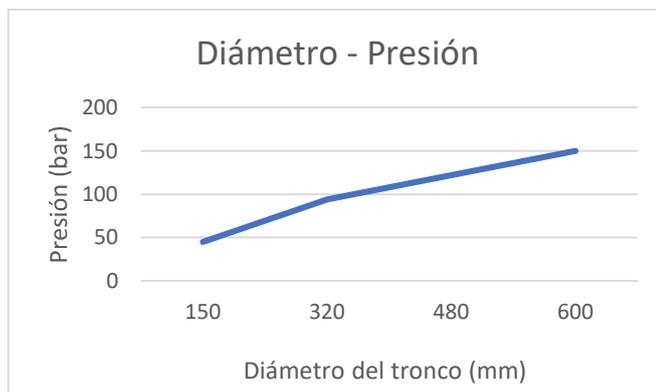
El tipo de controlador seleccionado es un controlador proporcional-integral-derivado (PID) según lo que hemos estudiado en el apartado 4.9. es el que mejor se adapta a las necesidades de nuestro sistema.



En nuestro caso $r(t)$ sería la presión del sistema determinada por el diámetro del tronco, $y(t)$ la presión actual leída, el sensor de control del lazo cerrado sería un presostato y el accionador una válvula proporcional.

Para calcular $r(t)$ tenemos en cuenta que nuestro vibrador va a trabajar con diámetros entre 150 y 600 mm. Tomamos una presión de 45 bar para el diámetro menor y una presión de 150 bar para el diámetro máximo.

A través de estos datos determinamos la ecuación de la recta.



De esta forma quedaría:

$$y = \frac{7x + 300}{30}$$

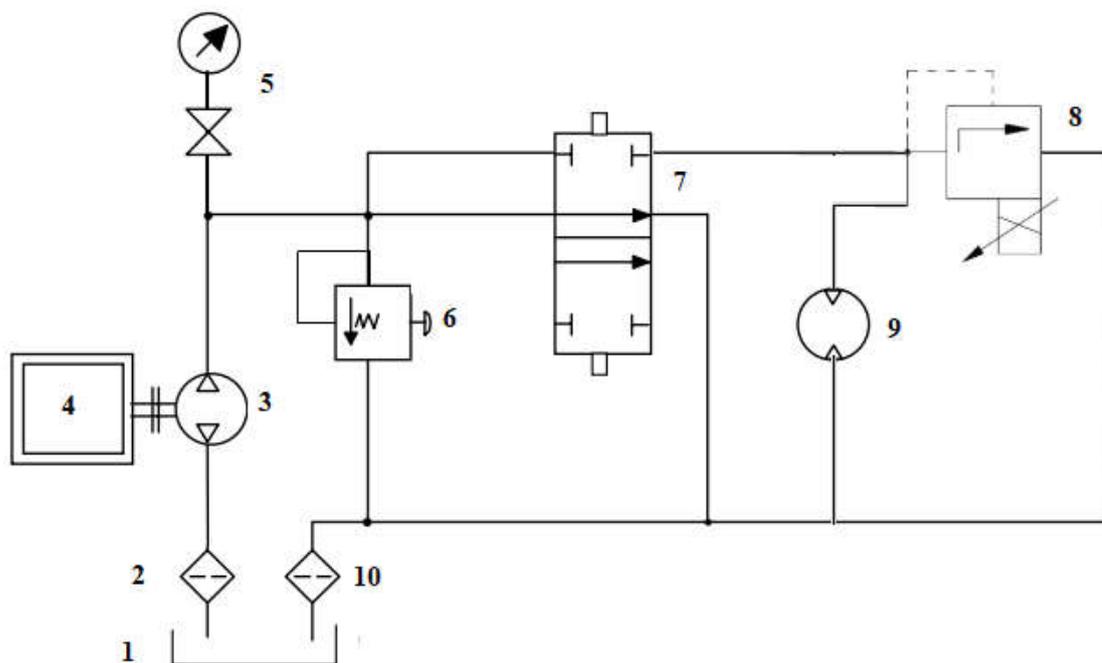
Siendo:

- X el diámetro medido (mm)
- Y presión necesaria para el amarre (bar)

8. CIRCUITOS HIDRÁULICOS

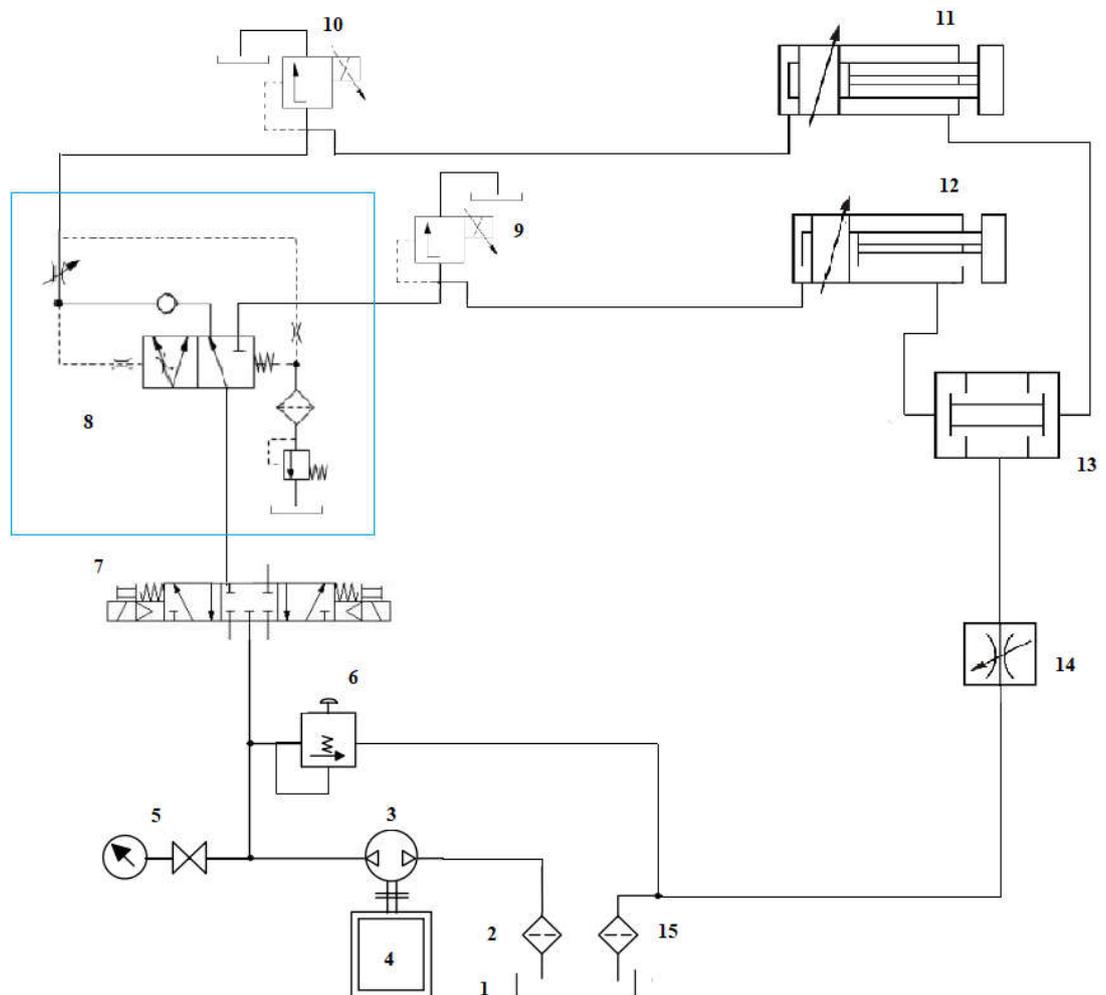
8.1. CIRCUITO HIDRÁULICO VIBRADOR

A continuación, se muestra el circuito hidráulico que alimenta al motor de vibración.



- 1: Depósito hidráulico 10l
- 2: Filtro. Filtra el aceite a la salida del depósito.
- 3: Bomba hidráulica 100l/min
- 4: Motor de combustión. Encargado de accionar la bomba hidráulica.
- 5: Presostato. Controla la máxima presión del circuito
- 6: Válvula de seguridad con seta de emergencia. Además de regular la presión máxima del circuito consta de una seta de emergencia.
- 7: Válvula 4/2. Da acceso al fluido hidráulico hasta el motor.
- 8: Válvula proporcional de regulación de caudal. Con ella regulamos el caudal que llega al motor de esta forma podemos variar la velocidad del motor.
- 9: Motor hidráulico. Motor hidráulico que trabaja a 170 bar con una regulación de par entre 0Nm y 266Nm.
- 10: Filtro. Filtra el aceite a la entrada del depósito.
-

8.2. CIRCUITO HIDRÁULICO AMARRE

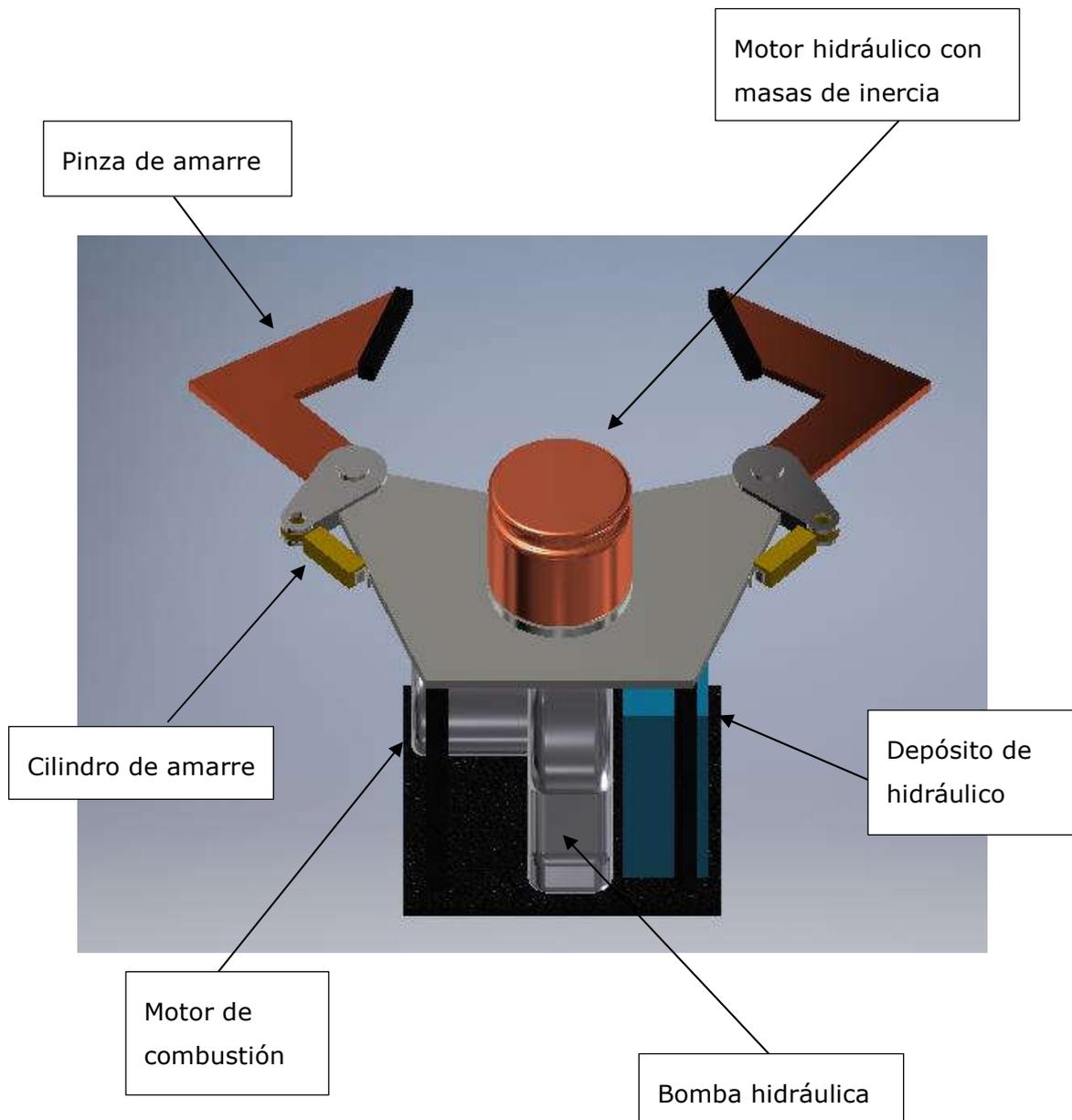


- 1: Depósito hidráulico 10l
- 2: Filtro. Filtra el aceite a la salida del depósito.
- 3: Bomba hidráulica 100l/min
- 4: Motor de combustión. Encargado de accionar la bomba hidráulica.
- 5: Presostato. Controla la máxima presión del circuito
- 6: Válvula de seguridad con seta de emergencia. Además de regular la presión máxima del circuito consta de una seta de emergencia.
- 7: válvula 5/3 de centros cerrados. Esta se encarga de pilotar el avance y retroceso de los cilindros además de mantener la presión del amarre.
- 8: Válvula prioritaria. Los cilindros 11 y 12 se cierran a distintas velocidades para poder adaptarse a los distintos diámetros. La válvula prioritaria hace que teniendo un control sobre el caudal de el cilindro 11 consigamos que el cilindro 12 cierre más rápido.



- 9 y 10: Válvula proporcional de regulación de caudal. Con ella regulamos la presión que llega a los cilindros de amarre.
- 11 y 12: Cilindro de doble efecto. Cilindros de diámetro de embolo 40mm y diámetro de vástago 16mm con una carrera de 80mm.
- 13: Válvula de simultaneidad. Con ella conseguimos que los cilindros vuelvan a su posición inicial al mismo a la misma velocidad.
- 14: Regulador de caudal. Con el conseguimos que los cilindros vuelvan a la posición de reposo de forma controlada.
- 15: Filtro. Filtra el aceite a la entrada del depósito.

9. LAYOUT



10. CONCLUSIONES

A pesar de las grandes dificultades para encontrar datos en los que basar los cálculos realizados se ha conseguido cuantificar la potencia, el par y la velocidad necesaria del motor para mover el sistema vibrante.

El principal objetivo del trabajo a desarrollar era el estudio de un sistema independiente que no necesitase ir acoplado al sistema motriz de un tractor o una pala. Podemos concluir que este objetivo se ha satisfecho con éxito, pues hemos conseguido un sistema independiente que a través de un grupo hidráulico y un motor de combustión es capaz de trabajar durante las largas jornadas laborales, aunque faltaría realizar el diseño de la estructura envolvente del utillaje desarrollado

Por otro lado, lo que se buscaba era eliminar el sistema hidráulico e implementar un sistema neumático o eléctrico menos contaminante y más sostenible con el medio ambiente.

La selección del motor la basamos principalmente en el dimensionamiento del sistema, en este caso uno de los objetivos del trabajo es desarrollar un sistema autónomo, independiente y ergonómico. Debido a potencia necesaria para el motor vibrador tanto el motor hidráulico como su respectivo grupo hidráulico son dimensionalmente más pequeños y ligeros que el sistema eléctrico. Por ello seleccionamos el sistema hidráulico como sistema principal de nuestro diseño.

Se deberían realizar los siguientes trabajos futuros:

- Elaboración y programación del sistema de control de la presión de amarre.
- Elaboración y programación del sistema de control de la velocidad de giro del motor vibrador.
- Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis y sistema de locomoción.

11. BIBLIOGRAFÍA DE CONTENIDO

- Calculo pandeo*. (11 de 2019). Obtenido de
<http://talleresbordaberri.com/images/amarillo.pdf>
- Chavez, N. (s.f.). *Motor neumatico UNAM*. Obtenido de
<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/1000/NARANJOCHAVEZ.pdf>
- ecosistemas, R. (5 de 2018). *Estudio de estructura de edades*. Obtenido de
<https://www.revistaecosistemas.net/index.php/ecosistemas/article/download/1053/891+%&cd=9&hl=es&ct=clnk&gl=es>
- ESTUPIÑA. (7 de 2018). *Cosechadora con Peladoras*. Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-almendra/cosechadora-de-almendras-trasera-con-peladoras/recolector-de-almendras-con-2-peladoras-trasero/101/>
- ESTUPIÑA. (6 de 2018). *Modelo Ligero*. Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-aceituna/vibradores-de-aceituna-profesional-ligero-modelo-phk-7/vibrador-de-aceituna-profesional-ligero-modelo-phk-7/112/>
- ESTUPIÑA. (7 de 2018). *RECOLECCION DE ALMENDRA*. Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-almendra/cosechadora-de-almendras-frontal-con-peladoras/cosechadora-de-almendras-frontal-con-peladoras/77/>
- ESTUPIÑA. (7 de 2018). *Recolector para acoplar a pala*. Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-almendra/paraguas-recolector-sin-vibrador/paraguas-recolector-frontal-para-acoplar-a-unos-brazos-de-pala/40/>
- ESTUPIÑA. (4 de 2018). *Recolector sin peladoras*. Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-almendra/vibrador-con-paraguas-recolector-sin-peladoras/pag-1/11/>
- Herrero, E. (s.f.). *Recogida de la almendra*. Obtenido de
https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/65413/TFM_ESTER%20HERRERO%20TOM%C3%81S.pdf?sequence=1

Bibliografía de contenido

- Hidraoil. (11 de 2019). *Motor de engranajes externos*. Obtenido de <https://www.hidraoil.es/articulo/funcionamiento-de-los-motores-de-engranajes-externos/>
- Hidraoil. (10 de 2019). *Motores de engranajes*. Obtenido de <https://www.hidraoil.es/articulo/funcionamiento-de-los-motores-de-engranajes-externos/>
- KOURABA, K. (11 de 2018). *ANALISIS DEL TIEMPO DE VIBRADO EN EL DERRIBO DE ACEITUNA MEDIANTE VIBRADORES DE TRONCOS*. Obtenido de <https://helvia.uco.es/xmlui/bitstream/handle/10396/337/13917262.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Lona Nylon*. (2 de 2018). Obtenido de <http://www.plasticbages.com/caracteristicasnylon.html>
- Lonas PVC*. (3 de 2018). Obtenido de <http://www.toldos-mallorca.com/lonas-pvc-caracteristicas/>
- Materiales Plásticos*. (2 de 2018). Obtenido de <http://www.broncesval.com/productos/ptecnicos/102-nylon>
- Motor Neumático*. (9 de 2019). Obtenido de https://ocw.unican.es/pluginfile.php/319/course/section/272/bloque_3_tema_6.4.1.pdf
- Motor sincrónico*. (9 de 2019). Obtenido de https://www.acta.es/medios/articulos/ciencias_y_tecnologia/029001.pdf
- Motores Hidráulicos*. (11 de 2019). Obtenido de <https://www.multidronet.com/noticias/motores-hidraulicos>
- MOTOVIBRADORES. (1 de 2019). Obtenido de <https://nosoloherramientas.es/wp-content/uploads/2013/10/Catalogo-Motovibradores-OLI.pdf>
- OleoHispana*. (4 de 2018). Obtenido de <http://www.oleohispana.com/tecno.htm>
- P. A. ADRIAN, R. B. (6 de 2018). *SHAKER-GLAMP INJURY TO FRUIT AND NUT TREES*. Obtenido de http://calag.ucanr.edu/download_pdf.cfm?article=ca.v019n08p8
- Pinza neumática*. (8 de 2019). Obtenido de https://content2.smcetech.com/pdf/MHT2-Z_ES.pdf
- Pneux. (Septiembre de 2019). *Automatización neumática*. Obtenido de <http://www.pneumaxspa.com/repository/ebook/es/catalogo/files/assets/basic-html/index.html#76>

- PorrasySoriano. (6 de 2018). *Recolección aceitunas*. Obtenido de https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/maquinaria/temas/recoleccion_aceitunas.pdf
- PORRASYSORIANO. (10 de 2018). *Recolección de aceitunas*. Obtenido de https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/maquinaria/temas/recoleccion_aceitunas.pdf
- PORRASYSORIANO. (11 de 2018). *Recolección mecanizada de la aceituna*. Obtenido de https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/Recoleccion%F3n_de_aceituna.pdf
- Potenciometro lineal*. (11 de 2019). Obtenido de <https://sensores-de-medida.es/medicion/sensores-y-transductores/sensores-de-distancia/potenciometros-lineales/>
- Potenciómetros*. (11 de 2019). Obtenido de <https://maprosensor.com/pubimg/files/Definiciones%20tecnicas%20en%20potenciometros.pdf>
- Presostato*. (11 de 2019). Obtenido de http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700502/moodle/file.php/78/2_Curso/0041_Montaje_mantenimiento_instalaciones_frigorificas_industriales/Capitulo_III/Funcionamiento_y_Reglaje_de_los_preostatos.pdf
- Principios básicos hidráulica*. (10 de 2019). Obtenido de <https://www.hydraulicspneumatics.com/blog/principios-ingenieriles-b-sicos-motores-hidr-ulicos>
- Principios hidraulica*. (7 de 2018). Obtenido de <https://www.hidranaven.com/pdf/PRINCIPIOS5.pdf>
- PSAU. (11 de 2019). *Hidraulica*. Obtenido de <http://www.cmfpllodio.com/web/psau/psau.pdf>
- SAUR. (10 de 2019). *Pinza hidráulica*. Obtenido de <https://www.saur.com.br/es/descargar>
- SEAS. (11 de 2019). *Hidraulica Proporcional*. Obtenido de <https://www.seas.es/blog/automatizacion/hidraulica-proporcional/>

Bibliografía de contenido

- Sensor de distancia por cable*. (11 de 2019). Obtenido de <https://sensores-de-medida.es/medicion/sensores-y-transductores/sensores-de-distancia/sensores-de-distancia-por-cable/>
- Sevilla, U. (3 de 2018). *Tipos de pinturas*. Obtenido de http://asignatura.us.es/materialesII/Carpetas/Apuntes/pintura/L_22_TIPOS_PINTURAS_APUNTES.pdf
- Sevilla, U. (s.f.). *Esmalte Sintetico*. Obtenido de <http://asignatura.us.es/materialesII/Carpetas/Apuntes/pintura/pinturas.pdf>
- SIMONVIĆ, M. V. (11 de 2018). *Developmet of thenological and technical solutions for mechanical harvest of stone fruits*. Obtenido de <http://www.xn--b1alboffbt5v.xn--90a3ac/download/naucni%20radovi/Development%20of%20technological%20and%20technical%20solutions%20for%20mechanical%20harvest%20of%20stone%20fruits.pdf>
- SOLANO. (2018). *RECOLECTORES*. Obtenido de [http://solano-horizonte.es/descargas/Recolectores-y-pinzas-delanteras-aceituna-\(manual\).pdf](http://solano-horizonte.es/descargas/Recolectores-y-pinzas-delanteras-aceituna-(manual).pdf)
- TOPAVI. (7 de 2018). *Interempresas*. Obtenido de https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/19693/TOPAVI-CAT-8PAG.pdf
- TOPAVI. (2018). *M6*. Obtenido de M6: <http://www.adpamogi.es/wp-content/uploads/2015/05/CARACTERISTICAS-TECNICAS-M6-REV-00.pdf>
- TOPAVI. (2018). *MV*. Obtenido de <http://www.adpamogi.es/wp-content/uploads/2015/05/CARACTERISTICAS-TECNICAS-MV-REV-01.pdf>
- TOPAVI. (6 de 2018). *Sargent*. Obtenido de http://www.sargent.biz/imagenes/maqAgricola/adjuntos/1242_adj_TOPAVI_TopaviTrack.pdf
- Tratamiento cromo duro*. (11 de 2019). Obtenido de <http://www.tecnocrom.es/index.php/es/tratamientos/cromo-duro.html>
- UC. (10 de 2019). *Sistemas y Máquinas Fluido Mecánicas*. Obtenido de https://ocw.unican.es/pluginfile.php/319/course/section/272/bloque_3_tema_6.4.1.pdf
- UC3M. (7 de 2019). *Neumática*. Obtenido de <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/neumatica-y-oleohidraulica/trasparencias/cilindrosNeumaticos.pdf>

- Uson. (2 de 2018). *Características de la Lona*. Obtenido de
<http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/10842/Capitulo2.pdf>
- UTR. (8 de 2019). *Motor Asíncrono*. Obtenido de
http://www1.frm.utn.edu.ar/mielectricas/docs/APUNTES_MAQUINAS_ELECTRICAS-_U_3_v1.1.pdf
- Valero, E. (11 de 2019). *Sistema de control*. Obtenido de
<http://www.esi.uclm.es/www/jalbusac/doc/eduardovalero15.pdf>
- Ventajas y desventajas sistemas hidraulicos*. (7 de 2019). Obtenido de
<https://cienciadehoy.com/ventajas-y-desventajas-de-los-sistemas-hidraulicos/>
- VIMAR. (6 de 2018). *Compact-Classic-Tifone*. Obtenido de
<https://vimarequipos.com/catalogo/recolectores-vimar/gama-almond/compact-classic-tifone-peladora>
- VIMAR. (6 de 2018). *Europa Classic*. Obtenido de
<https://vimarequipos.com/catalogo/recolectores-vimar/gama-classic/europa-classic-compact>
- VIMAR. (4 de 2018). *Recolectores*. Obtenido de Recolectores:
<https://vimarequipos.com/catalogo/recolectores-vimar>

12. BIBLIOGRAFÍA DE FIGURAS

Fig. 1. (2 de 2018). Obtenido de <https://www.google.es/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&ved=0ahUK EwjzzfHvR8vYAhVJQBQKHbD3DbQQjRwIBw&url=https%3A%2F%2Frociovalorsumiller.wordpress.com%2F2016%2F10%2F22%2F4-metodos-de-recoleccion-de-la-aceituna%2F&psig=AOvVaw2k5L2KSIebpoj5Y1qKjFA>

Fig.10. (3 de 2018). Obtenido de <http://www.estupina.com/userfiles/productos/images/recolector-de-almendras-con-2-peladoras-trasero-2013-01-16-10-01-51-2.jpg>

Fig.11. (s.f.). Obtenido de <https://www.adpamogi.es/topavi-equipos-recolectores/#section1>

Fig.12. (s.f.). Obtenido de <https://www.adpamogi.es/topavi-equipos-recolectores/#section1>

Fig.13. (s.f.). Obtenido de [https://solano-horizonte.es/descargas/Recolectores-y-pinzas-delanteras-aceituna-\(manual\).pdf](https://solano-horizonte.es/descargas/Recolectores-y-pinzas-delanteras-aceituna-(manual).pdf)

Fig.14. (3 de 2018). Obtenido de <http://www.estupina.com/userfiles/contenidosProductos/images/paraguas-sin-vibrador.jpg>

Fig.15. (s.f.). Obtenido de <https://www.adpamogi.es/topavi-equipos-recolectores/#section1>

Fig.16. (3 de 2018). Obtenido de http://www.estupina.com/userfiles/contenidosProductos/images/vibradores_de_aceituna_ligero_posicion_abierto%281%29.jpg

Fig.17. (3 de 2018). Obtenido de http://www.sargent.biz/imagenes/maqAgricola/adjuntos/1242_adj_TOPAVI_TopaviTrack.pdf.

Fig.18. (3 de 2018). Obtenido de http://www.sargent.biz/imagenes/maqAgricola/adjuntos/1242_adj_TOPAVI_TopaviTrack.pdf

Fig.19. (9 de 2018). Obtenido de <http://www.paraguasabm.com/productos-.html>

Fig.2. (2 de 2018). Obtenido de <https://www.todocoleccion.net/antiguedades-tecnicas/muy-antiguo-rastrillo-hierro-forjado-martillo-clavos-remaches-amartillados~x55172432>

Fig.20. (9 de 2018). Obtenido de <http://www.paraguasabm.com/productos-.html>

Fig.21. (7 de 2019). Obtenido de
http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_5083_aluminio.pdf

Fig.22. (s.f.). Corrosión y protección de los metals en la atmósfera. En S. F. Morcillo. Ballaterra s,a.

Fig.23. (2 de 2019). Obtenido de <http://www.xn--b1alboffbt5v.xn--90a3ac/download/naucni%20radovi/Development%20of%20technological%20and%20technical%20solutions%20for%20mechanical%20harvest%20of%20stone%20fruits.pdf>

Fig.24. (4 de 2019). Obtenido de
https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/maquinaria/temas/recoleccion_aceitunas.pdf

Fig.25. (4 de 2019). Obtenido de <http://www.xn--b1alboffbt5v.xn--90a3ac/download/naucni%20radovi/Development%20of%20technological%20and%20technical%20solutions%20for%20mechanical%20harvest%20of%20stone%20fruits.pdf>

Fig.26. (s.f.). Obtenido de https://content2.smcetech.com/pdf/MHT2-Z_ES.pdf

Fig.27.1. (4 de 2019). Obtenido de
<https://patentscope.wipo.int/search/fr/detail.jsf?docId=FR188393796&tab=DRAWINGS>

Fig.27.2. (4 de 2018). Obtenido de
<https://patentscope.wipo.int/search/fr/detail.jsf?docId=FR188393796&tab=DRAWINGS>

Fig.28. (s.f.). Obtenido de https://content2.smcetech.com/pdf/MHT2-Z_ES.pdf

Fig.29. (s.f.). Obtenido de
<http://isa.uniovi.es/docencia/IngdeAutom/transparencias/NeumeHidr.pdf>

Fig.3. (2 de 2018). Obtenido de
https://www.google.es/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fwww.comidasmagazine.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2014%2F10%2Frecogida_aceitunas_aljarafe.jpg&imgrefurl=http%3A%2F%2Fwww.comidasmagazine.com%2Fsecciones%2Faceitunas-en-el-aljarafe%2F&docid=fKnkZhN-3qJUEM&btn

Fig.30. (s.f.). Obtenido de <https://www.saur.com.br/es/descargar>

Bibliografía de figuras

Fig.31. (s.f.). Obtenido de <https://www.seas.es/blog/automatizacion/hidraulica-proporcional/>

Fig.32. (s.f.). Obtenido de <https://maprosensor.com/pubimg/files/Definiciones%20tecnicas%20en%20potenciometros.pdf>

Fig.33. (s.f.). Obtenido de <https://sensores-de-medida.es/catalogo/potenciometro-lineal-robusto-elap-pl231/>

Fig.34. (s.f.). Obtenido de <https://sensores-de-medida.es/catalogo/encoder-de-distancia-por-cable-asm-ws19kt/>

Fig.35. (s.f.). Obtenido de http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700502/moodle/file.php/78/2_Curso/0041_Montaje_mantenimiento_instalaciones_frigorificas_industriales/Capitulo_III/Funcionamiento_y_Reglaje_de_los_preostatos.pdf

Fig.36. (s.f.). Obtenido de <https://www.dastecsrl.com.ar/productos/caudal-3/agua-1/flomat-caudalimetro-electromagnetico-de-insercion-para-liquidos-conductivos>

Fig.37. (8 de 2018). Obtenido de http://www.asconumatics.eu/images/site/upload/_es/pdf1/p11232es.pdf

Fig.38. (7 de 2019). Obtenido de http://www.asconumatics.eu/images/site/upload/_es/pdf1/p11232es.pdf

Fig.39. (7 de 2019). Obtenido de http://calag.ucanr.edu/download_pdf.cfm?article=ca.v019n08p8

Fig.4. (2 de 2018). Obtenido de <https://www.google.es/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi2IYKmsMvYAhWIwxQKHR5VC7QQjRwIBw&url=http%3A%2F%2Fwww.laopiniondezamora.es%2Fcomarcas%2F2008%2F12%2F17%2Fforo-arribes%2F321758.html&psig=AOvVaw2h9fHos5nKUuQIoFtMUF2w>

Fig.40. (7 de 2019). Obtenido de <https://patentados.com/2004/pinza-para-maquina-vibradora-de-arboles>

Fig.41. (7 de 2019). Obtenido de <https://patentados.com/2015/dispositivo-compensador-del-par-torsor>

Fig.42. (8 de 2019). Obtenido de <https://patentados.com/2010/vibrador-para-arboles>

Fig.43. (3 de 2019). Obtenido de
<http://talleresbordaberri.com/images/amarillo.pdf>

Fig.44. (3 de 2019). Obtenido de
<http://www.tecnocrom.es/index.php/es/tratamientos/cromo-duro.html>

Fig.45. (11 de 2019). Obtenido de https://www.directindustry.es/prod/hema-enduestri-117107.html#product-item_1766368

Fig.46. (11 de 2019). Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/stanley-infrastructure/product-22235-1456789.html>

Fig.47. (s.f.). Obtenido de
<https://helvia.uco.es/xmlui/bitstream/handle/10396/337/13917262.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Fig.48. (s.f.). Obtenido de
https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/Recolecci%F3n_de_aceituna.pdf

Fig.49. (s.f.). Obtenido de
https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/Recolecci%F3n_de_aceituna.pdf

Fig.5. (3 de 2018). Obtenido de <http://www.stihl.es/Productos-STIHL/Vareadores/Vareadores/23181-1547/SP-92-C-E.aspx>

Fig.50. (s.f.). Obtenido de
https://previa.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/Recolecci%F3n_de_aceituna.pdf

Fig.51. (s.f.). Obtenido de
<https://patentscope.wipo.int/search/fr/detail.jsf?docId=FR188393796&tab=DRAWINGS>

Fig.53. (s.f.). Obtenido de
https://www.mapa.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/07-5_2recoleccionaceitunayotros_tcm30-485634.pdf

Fig.54. (s.f.). Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/gelec-energy/product-81251-1687287.html>

Fig.55. (s.f.). Obtenido de <https://pdf.directindustry.es/pdf-en/comer-srl/powertech-sy4-drive-132k/186002-772005.html#open>

Fig.56. (s.f.). Obtenido de <https://pdf.directindustry.es/pdf-en/comer-srl/powertech-sy4-drive-132k/186002-772005.html#open>

Bibliografía de figuras

Fig.6. (2 de 2018). Obtenido de
<http://www.estupina.com/es/productos/maquinaria-para-la-recoleccion-de-almendra/paraguas-recolector-sin-vibrador/pag-1/9/>

Fig.7. (2 de 2018). Obtenido de
<https://vimarequipos.com/img/productos/11/gr/compact-classic-tifone-peladora-2.jpg>

Fig.8. (2 de 2018). Obtenido de
<http://www.estupina.com/userfiles/contenidosProductos/images/cosechadora-almendras-frontal-gran-visibilidad%20%282%29%282%29.jpg>

Fig.9. (2 de 2018). Obtenido de
<http://www.estupina.com/userfiles/productos/images/cosechadora-de-almendras-frontal-a-los-brazos-de-una-pala-cargadora-2012-03-02-08-03-56-4.jpg>



Relación de documentos

Memoria 88 páginas

Anexos 41 páginas

La Almunia, a 27 de 11 de 2019

Firmado: Ainhoa Vera Martínez

