



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Diseño del sistema hidráulico para un  
seguidor solar de un eje**

**Autor:**

**De la Iglesia García, Javier Francisco**

**Tutor(es):**

**Lorenzana Ibán, Antolín.**

**Dpto. Construcciones**

**Arquitectónicas, Ingeniería del  
Terreno y Mecánica de los Medios  
Continuos y Teoría de Estructuras.**

**Valladolid, junio 2020.**





## Resumen:

Un panel fotovoltaico fijo desaprovecha mucha energía solar que podría llegar a producir si estuviese correctamente orientado en todo momento. Se estima que instalando un seguidor solar se puede llegar a conseguir hasta un 35% más de energía.

En este trabajo, se va a calcular y dimensionar un sistema hidráulico que permita realizar el movimiento de un seguidor solar para un panel fotovoltaico. Se considerará la carga por viento como la principal problemática para su correcto funcionamiento, por lo que deberá resistir el empuje generado.

El sistema consistirá en un conjunto de motor eléctrico y bomba hidráulica, un cilindro hidráulico, un depósito de aceite y todas las válvulas necesarias para el correcto funcionamiento del sistema. Se realizará un estudio para garantizar que el seguidor cumple todas las condiciones de seguridad y no presente comportamientos anómalos ante altas cargas por viento. Por último, se buscarán otras alternativas, además de realizar un análisis económico y de viabilidad del proyecto.

## PALABRAS CLAVE:

Circuito hidráulico, oleohidráulica, seguidor solar, cilindro hidráulico, panel fotovoltaico.



## ABSTRACT:

A fixed photovoltaic solar panel misses a lot of solar energy that could have been produced if it was correctly oriented at all times. It is estimated that installing a solar tracker can achieve up to 35% more energy.

In this work, a hydraulic circuit that allows the movement of a solar tracker for a photovoltaic panel will be calculated and dimensioned. Wind load will be considered as the main problem for its correct operation, so it must resist the thrust generated.

The circuit will consist of a set of electric motor plus hydraulic pump, a hydraulic cylinder, an oil tank and all the necessary valves for the correct operation of the system. A study will be carried out to ensure that the tracker complies with all safety conditions and does not exhibit abnormal behaviors under high wind loads. Finally, other alternatives will be sought, in addition to conducting an economic and feasibility analysis of the project.

## KEY WORDS:

Hydraulic circuit, hydraulics, solar tracker, hydraulic cylinder, photovoltaic panel.



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>1. OBJETIVOS:</b> .....	<b>11</b>
<b>2. INTRODUCCIÓN:</b> .....	<b>13</b>
2.1. ESTUDIO DE LA CARGA DEL VIENTO:.....	13
2.2. ÁNGULO DE SEGURIDAD: .....	13
2.3. PLANTEAMIENTO DEL SISTEMA: .....	15
<b>3. MARCO TEÓRICO:</b> .....	<b>17</b>
3.1. FUNDAMENTOS DE LA OLEOHIDRÁULICA: .....	17
3.2. DISEÑO DE UN CIRCUITO HIDRÁULICO GENÉRICO:.....	20
<b>4. DESARROLLO:</b> .....	<b>23</b>
4.1. CILINDRO HIDRÁULICO:.....	23
4.1.1. <i>Conceptos, características y alternativas:</i> .....	23
4.1.2. <i>Necesidades y requerimientos:</i> .....	25
4.1.3. <i>Solución comercial:</i> .....	28
4.2. BOMBA HIDRÁULICA: .....	33
4.2.1. <i>Conceptos, características y alternativas:</i> .....	33
4.2.2. <i>Necesidades y requerimientos:</i> .....	36
4.2.3. <i>Solución comercial:</i> .....	38
4.3. MOTOR ELÉCTRICO .....	42
4.3.1. <i>Alternativas:</i> .....	42
4.3.2. <i>Solución comercial:</i> .....	43
4.4. VÁLVULA ANTIRRETORNO: .....	44
4.5. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN:.....	45
4.6. VÁLVULA DISTRIBUIDORA: .....	46
4.6.1. <i>Conceptos, características y alternativas:</i> .....	46
4.6.2. <i>Necesidades y requerimientos:</i> .....	54
4.6.3. <i>Solución comercial:</i> .....	55
4.7. VÁLVULAS ANTIRRETORNO PILOTADAS Y COUNTERBALANCE:.....	56
4.7.1. <i>Válvula antirretorno pilotada doble:</i> .....	56
4.7.2. <i>Válvula counterbalance:</i> .....	58
4.8. DEPÓSITO DE FLUIDO HIDRÁULICO:.....	60
4.9. FLUIDO HIDRÁULICO: .....	61
4.10. NECESIDADES DE CALENTAMIENTO Y REFRIGERACIÓN: .....	62
4.11. FILTRACIÓN: .....	64
4.12. TAMAÑO DE LOS CONDUCTOS: .....	66
4.13. OTROS ELEMENTOS: .....	67
4.14. ESQUEMA FINAL DE LA INSTALACIÓN: .....	68
<b>5. ANÁLISIS ECONÓMICO:</b> .....	<b>71</b>



<b>6. ALTERNATIVAS:</b> .....	<b>73</b>
6.1. REPLANTEAMIENTO: .....	73
6.2. VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DOBLE: .....	73
6.3. SOLUCIÓN:.....	74
6.4. COMPARACIÓN CON EL OTRO SISTEMA:.....	76
<b>7. LÍNEAS FUTURAS:</b> .....	<b>79</b>
<b>8. CONCLUSIONES:</b> .....	<b>81</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA:</b> .....	<b>85</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Ubicación del centro de presiones [1].....	13
Figura 2 - Coeficientes en función del ángulo de la cubierta [1].....	14
Figura 3 – Croquis del sistema .....	15
Figura 4 – Transformación de la energía .....	17
Figura 5 - Aplicación de la ley de Pascal [6].....	18
Figura 6 - Principio de Bernoulli [7] .....	18
Figura 7 – Primer diseño del circuito hidráulico.....	21
Figura 8 – Componentes de un cilindro [10] .....	23
Figura 9 – Cilindro de uso agrícola [11] .....	24
Figura 10 - Cilindro ISO 3320 [12] .....	25
Figura 11 - Cilindro ISO 6020/2 [13] .....	25
Figura 12 - Panel solar en sus posiciones más inclinadas .....	26
Figura 13 - Brazo del par de fuerzas en las posiciones extremas.....	27
Figura 14 - Resultado de las distintas configuraciones .....	28
Figura 15 - Diagrama para la elección del vástago [12] .....	31
Figura 16 - Factores de carrera [12].....	31
Figura 17 - Bomba de engranajes [15] .....	34
Figura 18 - Bomba de paletas [17].....	34
Figura 19 - Funcionamiento de una bomba de pistones axiales [18].....	35
Figura 20 - Corte de una bomba de pistones axiales [20].....	36
Figura 21 - Bomba Salami 1.5PE [21].....	39
Figura 22 - Curva característica de la bomba [21].....	41
Figura 23 - Potencia requerida por la bomba [21] .....	41
Figura 24 - Motor eléctrico [22] .....	42
Figura 25 - Acoplamiento elástico [24] .....	43
Figura 26 - Símbolo de una válvula antirretorno .....	44
Figura 27 - Sección de una válvula antirretorno [25].....	44
Figura 28 - Símbolo de una válvula limitadora de presión .....	45
Figura 29 - Sección de una válvula limitadora de presión.....	45



Figura 30 - Símbolo de una válvula distribuidora .....	46
Figura 31 - Símbolos de distintos accionamientos .....	47
Figura 32 - Válvula 4/3 genérica .....	47
Figura 33 - Ejemplos de posiciones centrales.....	48
Figura 34 - Funcionamiento del solenoide de una válvula [29].....	49
Figura 35 - Ejemplo de representación de elementos internos.....	49
Figura 36 - Correderas de válvulas distribuidoras [30] .....	50
Figura 37 - Funcionamiento de una corredera [31].....	50
Figura 38 - Holgura existente entre una corredera y su alojamiento [32] .....	51
Figura 39 - Desgaste en la corredera por contaminación [33].....	51
Figura 40 - Válvula de cartucho [34].....	52
Figura 41 - Válvula tipo sándwich [35] .....	52
Figura 42 - Agujeros estandarizados según el CETOP [36] .....	52
Figura 43 - Placa base vacía [37].....	53
Figura 44 - Placa base con válvulas instaladas [38] .....	53
Figura 45 - Representación de la placa base y la válvula distribuidora.....	54
Figura 46 - Curvas características de la válvula direccional [35].....	55
Figura 47 - Símbolo de una válvula antirretorno pilotada doble.....	56
Figura 48 - Sección de una válvula antirretorno pilotada doble [39].....	57
Figura 49 - Ejemplo de uso de una válvula counterbalance simple.....	58
Figura 50 - Funcionamiento de una válvula counterbalance [41].....	59
Figura 51 - Válvula counterbalance doble .....	59
Figura 52 - Depósito fabricado en acero [42] .....	60
Figura 53 - Viscosidad en función de la temperatura [44].....	62
Figura 54 - Refrigerador aceite-aire [45] .....	63
Figura 55 - Resistencia eléctrica para instalar en depósito [46].....	63
Figura 56 - Códigos de contaminación del fluido hidráulico [44] .....	64
Figura 57 - Filtro de aspiración [48].....	65
Figura 58 - Filtro de retorno [49].....	66
Figura 59 - Esquema final.....	69
Figura 60 - Válvula reguladora de caudal doble.....	73





Figura 61 - Sección de una válvula reguladora de caudal doble [51] .....	74
Figura 62 - Curvas características de una válvula reguladora de caudal [51]	74
Figura 63 - Esquema hidráulico de la alternativa .....	75

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 - Datos conocidos .....	16
Tabla 2 - Diferencias entre normativas ISO .....	24
Tabla 3 - Opciones para instalar el cilindro .....	27
Tabla 4 - Especificaciones del cilindro seleccionado .....	29
Tabla 5 - Combinaciones de pistón y vástago .....	30
Tabla 6 - Fuerzas desarrolladas por los cilindros a 210 bar .....	30
Tabla 7 - Datos de la configuración elegida .....	32
Tabla 8 - Especificaciones de la bomba elegida .....	39
Tabla 9 - Especificaciones del motor seleccionado .....	43
Tabla 10 - Especificaciones de la válvula direccional seleccionada .....	55
Tabla 11 - Elección de curva según el camino del fluido .....	56
Tabla 12 - Tamaño mínimo de los conductos .....	67



Universidad de Valladolid

## Diseño del sistema hidráulico para un seguidor solar de un eje



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## 1. Objetivos:

Se va a considerar que el circuito hidráulico se calculará para un seguidor solar que contenga un panel fotovoltaico cuadrado de cinco metros de lado. Se desea que tenga un ángulo total de elevación de  $100^\circ$ , es decir, que pueda moverse  $\pm 50^\circ$  respecto de la horizontal. A lo largo del trabajo, se explicará la metodología que permita dimensionar el circuito correspondiente a otros requerimientos.

El primer paso será determinar las cargas que van a incidir sobre la estructura. Recurriendo a las normas correspondientes se podrán obtener valores de presión y puntos de aplicación. Luego se planteará un sistema o mecanismo de seguridad, que limitará el movimiento del panel cuando la velocidad del viento sea excesiva.

Una vez definido el estado de cargas, se calculará la geometría del cilindro, cómo será colocado, cómo realizará la carrera y la fuerza necesaria para resistir al viento.

Sabiendo las dimensiones del cilindro, se pueden conocer las necesidades de caudal y presión, por lo que se podrán calcular y elegir el motor eléctrico y la bomba.

Después de esto, se hará un estudio de las válvulas necesarias para el correcto funcionamiento del sistema. Es necesario garantizar que el seguidor cumplirá todas las condiciones de seguridad y no presentará comportamientos anómalos ante altas cargas por viento. Se podría llegar a dar el caso de que una racha de viento muy fuerte llegase a mover el cilindro, desplazando el aceite incontroladamente y suponiendo un riesgo para la integridad del sistema. Esto deberá resolverse mediante alguna válvula o conjunto que impida que se llegue a dar esta situación.

Más adelante se seleccionará el resto de componentes necesarios, tales como el depósito, el fluido hidráulico o los sistemas de filtración.

Para los elementos más relevantes, tales como la bomba, el motor, el cilindro hidráulico o la válvula distribuidora se seleccionarán soluciones comerciales concretas, proporcionando además sus características más importantes. Para el resto de componentes se proporcionarán los datos necesarios para una correcta elección.



También se planteará alguna alternativa. Dado que esto es un estudio que no tiene una solución única, investigar otros funcionamientos puede conducir a un mejor diseño.

Por último, se hará un análisis económico y de viabilidad, además de estudiar las posibles líneas de investigación o los campos paralelos de trabajo.

## 2. Introducción:

### 2.1. Estudio de la carga del viento:

Para establecer el estado de cargas que va a actuar sobre el panel fotovoltaico es necesario calcular la presión que ejercerá el viento. Existen varias normativas que regulan el estudio de las cargas ejercidas por el viento, como el CTE DB SE AE o el eurocódigo 1 [1]. Se va a optar por este último, ya que el CTE está basado en el eurocódigo, proporcionando valores muy parecidos, además de estar orientado a edificación.

Esta norma contempla “Indicaciones para la determinación de las acciones naturales del viento para el diseño estructural en las obras de edificación e ingeniería civil en cada una de las áreas cargadas”. En este contexto, un panel fotovoltaico se puede asemejar estructuralmente a una marquesina, la cual será objeto de estudio.

En su sección específica, establece que para marquesinas a un solo agua el centro de presiones se deberá tomar a una distancia  $d/4$  del borde que está situado a barlovento.

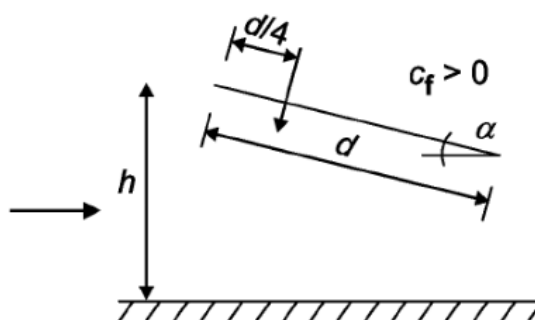


Figura 1 – Ubicación del centro de presiones [1]

Dado que no se tienen datos de su localización, cualquier intento de cálculo sería impreciso. Por esto, se va a asumir que el viento ejerce una presión máxima de 2000 Pa. Si en un futuro se continua la línea de este trabajo, se podrá ajustar el valor a su situación real, teniendo que rehacer los cálculos estructurales o hidráulicos.

### 2.2. Ángulo de seguridad:

La instalación tendrá un sistema de seguridad ante rachas de viento muy desfavorables. En el eurocódigo 1 se observa que los coeficientes de presión

crecen para una mayor inclinación de la marquesina. Es decir, cuanto mayor sea el ángulo del panel, mayor será la presión ejercida. Es por esto que para evitar comprometer la integridad de la estructura se llevará a cabo una medida destinada a reducir la influencia del viento.

Coeficientes de presión neta $c_{p,net}$					
Ángulo de la cubierta $\alpha$	Bloqueo $\varphi$	Coefficiente global de fuerza $c_f$	Zona A	Zona B	Zona C
0°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 0,2	+ 0,5	+ 1,8	+ 1,1
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 0,5	- 0,6	- 1,3	- 1,4
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,3	- 1,5	- 1,8	- 2,2
5°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 0,4	+ 0,8	+ 2,1	+ 1,3
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 0,7	- 1,1	- 1,7	- 1,8
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 1,6	- 2,2	- 2,5
10°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 0,5	+ 1,2	+ 2,4	+ 1,6
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 0,9	- 1,5	- 2,0	- 2,1
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 2,1	- 2,6	- 2,7
15°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 0,7	+ 1,4	+ 2,7	+ 1,8
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 1,1	- 1,8	- 2,4	- 2,5
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 1,6	- 2,9	- 3,0
20°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 0,8	+ 1,7	+ 2,9	+ 2,1
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 1,3	- 2,2	- 2,8	- 2,9
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 1,6	- 2,9	- 3,0
25°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 1,0	+ 2,0	+ 3,1	+ 2,3
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 1,6	- 2,6	- 3,2	- 3,2
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 1,5	- 2,5	- 2,8
30°	Valor máximo para cualquier $\varphi$	+ 1,2	+ 2,2	+ 3,2	+ 2,4
	Valor mínimo para $\varphi = 0$	- 1,8	- 3,0	- 3,8	- 3,6
	Valor mínimo para $\varphi = 1$	- 1,4	- 1,5	- 2,2	- 2,7
NOTA - los valores + indican una acción neta en sentido descendente los valores - indican una acción neta en sentido ascendente					

Figura 2 - Coeficientes en función del ángulo de la cubierta [1]

Se fijará el “modo seguro” en una inclinación máxima del panel de  $\pm 10^\circ$ . Cuando el anemómetro detecte una velocidad del viento superior a la fijada como límite, se activará el “modo seguro” y el panel pasará de tener una

inclinación máxima de  $\pm 50^\circ$  a  $\pm 10^\circ$ . Así, aun se conseguirá mayor aprovechamiento de la energía solar que en un panel fijo.

### 2.3. Planteamiento del sistema:

El sistema estará formado por un panel fotovoltaico de cinco metros de largo por cinco metros de ancho. Este panel se montará sobre una estructura que le permita pivotar, a la cual también se acoplará el cilindro hidráulico.

En la Figura 3 se ha realizado un croquis de la estructura, el panel solar y el cilindro hidráulico. Se ha representado la resultante de la acción del viento según lo descrito anteriormente.

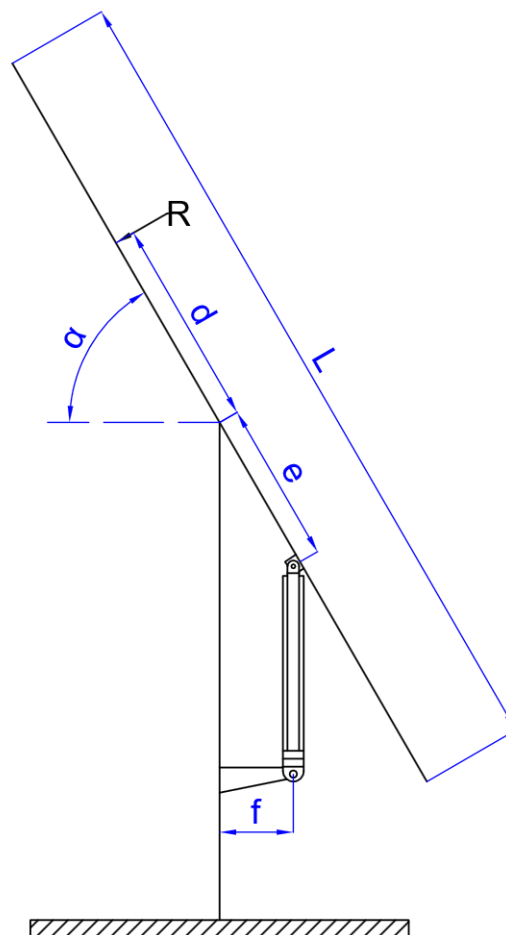


Figura 3 – Croquis del sistema



Se definen los siguientes parámetros:

- L = Ancho del panel.
- B = Largo del panel.
- p = Presión del viento.
- q = Fuerza por unidad de longitud.
- R = Fuerza resultante de la acción del viento.
- d = Distancia entre la fuerza 'R' y el eje sobre el que pivota el panel.
- e = Distancia entre el eje sobre el que pivota el panel y el punto de anclaje del vástago del cilindro.
- f = Separación entre el eje de la base que soporta el panel y el punto de anclaje de la camisa del cilindro.
- $\alpha$  = Ángulo que forma el panel con la horizontal.

Conociendo la presión que ejerce el viento, se puede calcular su resultante.

$$q = p * B = 2000 \left[ \frac{N}{m^2} \right] * 5[m] = 10000 \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (1)$$

$$R = q * L = 10000 \left[ \frac{N}{m} \right] * 5[m] = 50000[N] \quad (2)$$

La distancia de la resultante al centro del panel también se puede saber, ya que está dada por el eurocódigo 1.

Los valores de las distancias 'e' y 'f' aún son desconocidos. Serán definidos cuando se haga el dimensionamiento del cilindro.

A continuación, se muestra una tabla resumen con todos los datos conocidos.

L [m]	5
B [m]	5
p [Pa]	2000
q [N/m]	10000
R [N]	50000
d [m]	1,25
$\alpha$ [°]	$\pm 50$

Tabla 1 – Datos conocidos

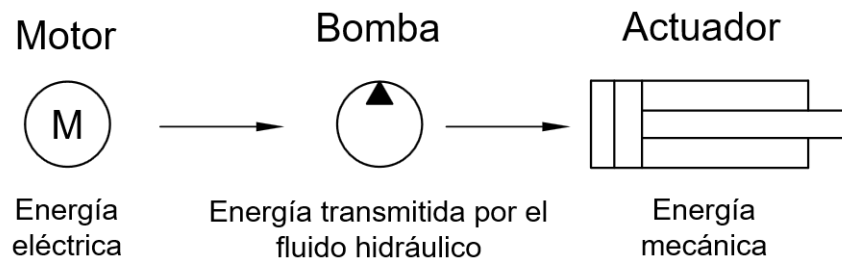


### 3. Marco teórico:

#### 3.1. Fundamentos de la oleohidráulica:

La oleohidráulica, comúnmente abreviada como hidráulica, consiste en el uso de un fluido incompresible para transmitir potencia [2]. Este fluido suele estar basado en aceites minerales derivados del petróleo, aunque existen otras formulaciones sintéticas. [3]

Su funcionamiento más habitual se basa en transformar la energía eléctrica en energía mecánica usando el fluido como transmisor. De esta manera, se puede colocar el motor eléctrico y la bomba en un punto deseado y por medio de tuberías o latiguillos transmitir la energía a los distintos actuadores que la transformarán en fuerzas. [4]



*Figura 4 – Transformación de la energía*

Se pueden dar otras formas de funcionamiento. Por ejemplo, se puede utilizar la toma de fuerza de un tractor o camión para mover la bomba hidráulica. En esta situación la energía de partida sería mecánica.

La oleohidráulica respeta las leyes que rigen otros circuitos hidráulicos. Las dos más fundamentales son la ley de Pascal y el principio de Bernoulli. [5]

La ley de Pascal enuncia que “La presión ejercida sobre un fluido poco compresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido”. Una demostración habitual de esta ley es el uso de una prensa hidráulica. Aplicando una fuerza en una zona de un circuito hidráulico se obtiene una fuerza mayor en otra zona.

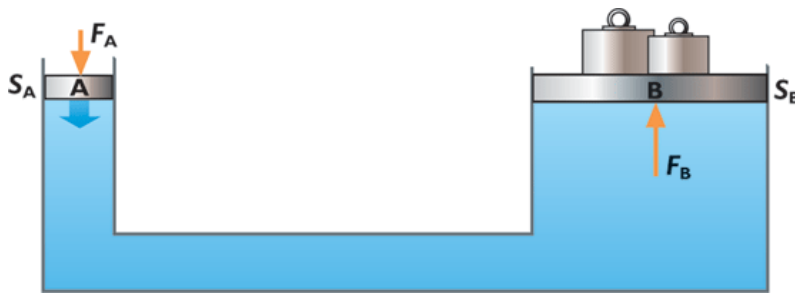


Figura 5 - Aplicación de la ley de Pascal [6]

El principio de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido en movimiento a lo largo de una línea de corriente. Considera que la energía de un fluido ideal se conserva cuando este circula por un conducto cerrado.

La energía de un fluido se puede dividir en tres componentes. Energía cinética, asociada a la velocidad del fluido, energía potencial, asociada a la altitud del fluido, y energía de presión, debida a la presión del fluido.

Dado que la energía total del fluido se conservará, cuando este atraviese un cambio en el conducto verá modificadas sus componentes.

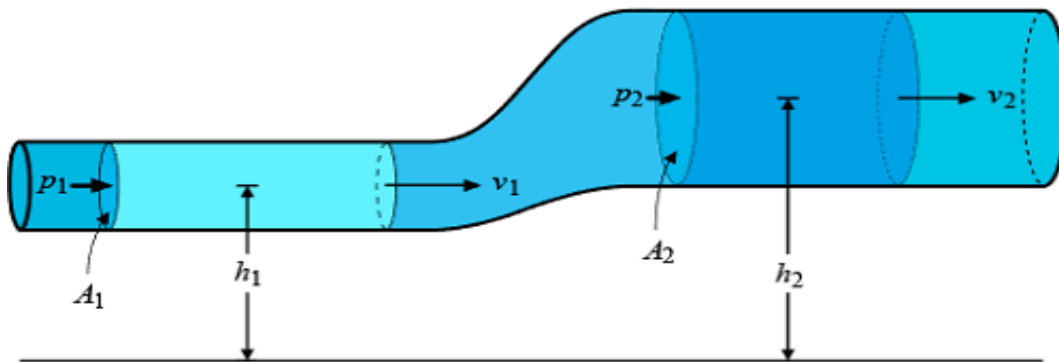


Figura 6 - Principio de Bernoulli [7]

Existen diversos argumentos que justifican el uso de un circuito hidráulico [8]. Sus principales ventajas son las siguientes:

- Son capaces de transmitir altas fuerzas con actuadores más pequeños que sus equivalentes neumáticos.
- Excelente control de la posición y el movimiento. Al utilizarse fluidos incompresibles (de densidad constante) es muy sencillo conocer las posiciones de los distintos elementos. Esto no sucede en neumática,



donde las diferencias de presión causan variaciones en el volumen de aire.

- Mantenimiento más sencillo que otras alternativas electro-mecánicas, ya que tiene muy pocas piezas móviles.
- El uso de aceites como fluidos garantizan una correcta lubricación además de protección contra la corrosión frente a circuitos hidráulicos que utilicen agua.
- Las fugas en el circuito son fácilmente localizables por inspección visual.
- Al existir pocas piezas móviles, se pueden conseguir circuitos con certificación ATEX para atmósferas explosivas.
- Elementos fácilmente reparables o sustituibles gracias a su alta estandarización.
- Menos ruido en la zona de trabajo que un sistema neumático. La bomba es el elemento que más ruido genera, pero esta se puede aislar fácilmente o alejar de los operarios.

Sus inconvenientes son los siguientes:

- Son sistemas más caros que sus equivalentes neumáticos.
- El aceite a alta presión puede suponer un riesgo para las personas. En caso de contacto con el cuerpo, este puede penetrar con mucha facilidad las capas de la piel y llegar a venas o arterias. Un latiguillo a alta presión que se rompa puede actuar como látigo golpeando a cualquiera que se encuentre en las proximidades.
- El aceite puede alcanzar grandes temperaturas, provocando quemaduras o la quema de elementos que entren en contacto con tuberías o latiguillos.
- A diferencia de un circuito neumático, un circuito hidráulico no puede almacenar energía, solo transmitirla. Se proporciona energía al sistema solo en los momentos en los que se vaya a consumir. Es cierto que existen acumuladores que guardan una pequeña cantidad de energía



para diversos usos, pero esto es solo para satisfacer funcionalidades del sistema.

- Las fugas de aceite pueden generar manchas que terminen siendo focos de acumulación de suciedad, además, pueden suponer un problema medioambiental.

### 3.2. Diseño de un circuito hidráulico genérico:

A la hora de diseñar un circuito hidráulico se debe tener presente que habrá elementos comunes a otros circuitos, tales como el motor, la bomba o la válvula de seguridad, y otros elementos que permitan adaptarse a las particularidades del problema a resolver. Siempre hay que tener en especial consideración la seguridad, ya que un fluido hidráulico a alta presión es un elemento peligroso, que ante un fallo catastrófico del sistema puede producir graves heridas o incluso la muerte.

Una forma habitual de proceder es realizar primero un esquema del futuro circuito y más adelante buscar las soluciones comerciales que más se adecuen. Para realizar este esquema, se va a seguir la norma ISO 1219, que regula los elementos gráficos y símbolos para la representación de circuitos hidráulicos.

En una primera aproximación, se realizará un esquema básico pero funcional, que contenga todos elementos necesarios para el movimiento del actuador. Más adelante, cuando se hayan definido las necesidades, se podrán añadir elementos para optimizar o adaptar su funcionamiento a las condiciones específicas de trabajo.

Se comienza con un depósito que pueda contener todo el aceite necesario. Dentro del depósito habrá un filtro de aspiración. Por medio de tubería rígida, el aceite pasará del filtro de aspiración a la bomba, la cual estará acoplada a un motor eléctrico. Mas adelante, pasará a una válvula distribuidora, que dirigirá el fluido al actuador. Por último, un filtro de retorno filtrará el aceite y este volverá al tanque.

En este esquema básico también se incluye una válvula antirretorno y una limitadora de presión. En la Figura 7 se muestra cómo sería atendiendo a la norma ISO 1219.

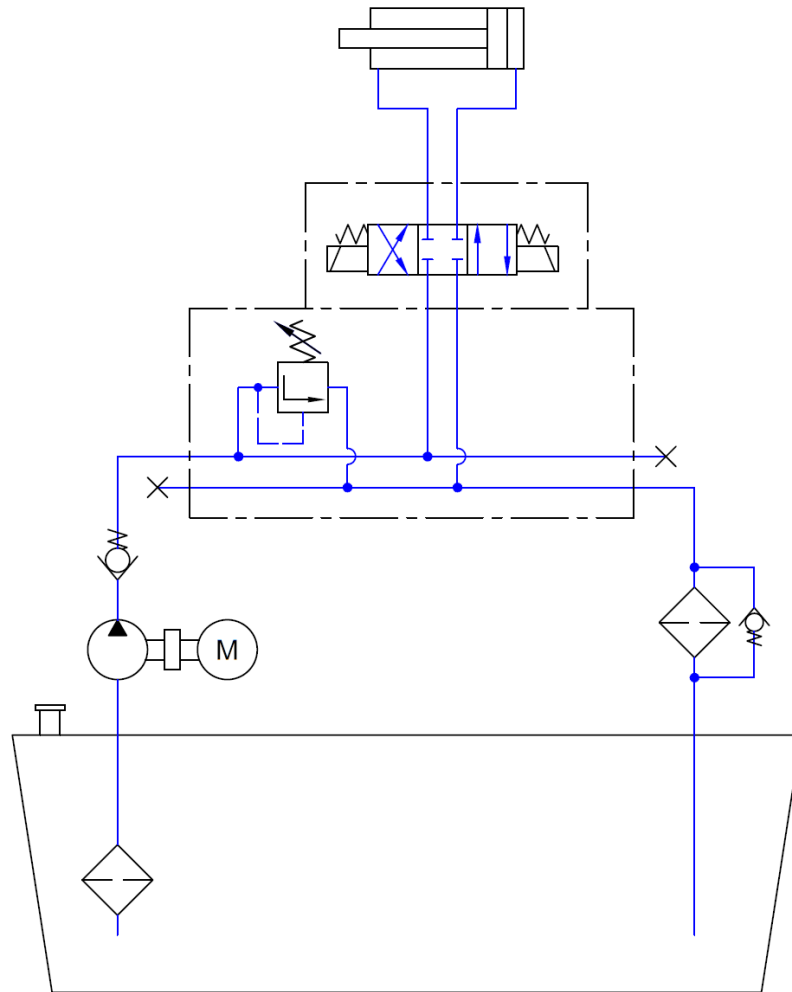


Figura 7 – Primer diseño del circuito hidráulico



Universidad de Valladolid

## Diseño del sistema hidráulico para un seguidor solar de un eje



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

## 4. Desarrollo:

### 4.1. Cilindro hidráulico:

#### 4.1.1. Conceptos, características y alternativas:

Un cilindro hidráulico es un dispositivo que usa la energía contenida en un fluido hidráulico presurizado para proporcionar una fuerza a través de un movimiento lineal.

Sus partes principales son la camisa, que es un tubo hueco en el que se desplaza el pistón, el pistón, que es una pieza móvil sobre cuya cara ejerce presión el aceite hidráulico y el vástago, que es una barra conectada al pistón y que transmite el movimiento de este [9]. En la Figura 8 se muestra un cilindro con sus elementos principales.

### Cilindro hidráulico Diseño

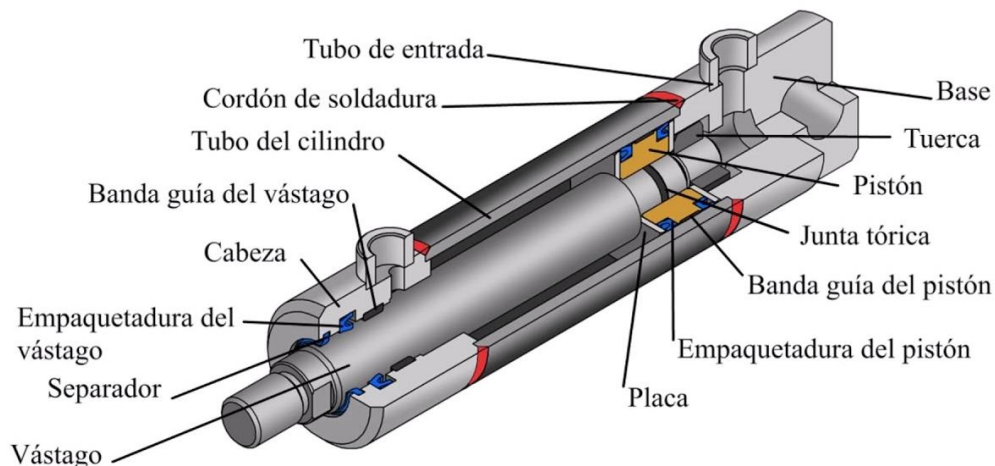


Figura 8 – Componentes de un cilindro [10]

Existen diversos tipos de cilindros en función de la aplicación que se le quiera dar. Los principales son:

- Cilindros de simple efecto: El aceite solo se introduce en la cámara trasera, es decir, la contraria a la que contiene el vástago. Debido a esto, solo puede ejercer fuerza en una dirección. El retorno a su posición original se puede hacer por gravedad o con ayuda, por ejemplo, de un muelle.
- Cilindros de doble efecto: El aceite se puede introducir tanto por la cámara trasera como por la cámara del vástago, por lo que la fuerza se puede ejercer en dos direcciones, tanto de empuje como de tracción. Es relevante tener en cuenta que la fuerza de tracción será menor ya que

el área del pistón sobre el que el aceite puede ejercer presión es más pequeña.

- Cilindros tipo buzo: Estos cilindros no disponen de pistón, por lo que existe una única cámara. La presión se ejerce sobre el extremo del vástago. Solo pueden ejercer fuerza en una dirección.
- Cilindros telescópicos: Estos cilindros disponen de varias camisas encajadas, que se van desplegando a medida que aumenta la carrera. Permiten disponer de elevadas carreras en espacios reducidos. Altas probabilidad de fugas debido a la presencia de diversas partes móviles.

Hay distintas normas que regulan las especificaciones y características de los cilindros hidráulicos. Por un lado, se encuentran los cilindros que no siguen ninguna normativa. Estos suelen ser la opción más económica y más utilizada en el sector agrícola. Tienen una construcción sencilla, con presiones de trabajo no muy altas y pocas opciones de fijación, además del uso de materiales como el plástico en la fabricación del pistón. Un ejemplo es el mostrado en la Figura 9.



*Figura 9 – Cilindro de uso agrícola [11]*

Por otro lado, existen normativas como la ISO 3320 o la ISO 6020/2 que garantizan un producto estandarizado. A continuación, se muestran sus principales diferencias.

	ISO 3320	ISO 6020/2
Presión nominal [bar]	210	160
Presión máxima [bar]	250	240
Construcción	Tapas soldadas	Tapas con tirantes

*Tabla 2 – Diferencias entre normativas ISO*



Los cilindros de ambas normativas están fabricados con materiales de alta calidad para garantizar un uso continuado en tareas de alta exigencia. Si se desea una máxima fiabilidad, los cilindros 6020/2 son la mejor opción. Además, se les puede instalar detectores magnéticos, que permiten conocer en qué posición de su carrera se encuentra el cilindro. A continuación, se muestran ambas opciones. Se observan las diferencias en su construcción. Tapas soldadas redondas frente a tapas cuadradas unidas con tirantes.



Figura 10 - Cilindro ISO 3320 [12]



Figura 11 - Cilindro ISO 6020/2 [13]

#### 4.1.2. Necesidades y requerimientos:

Se debe definir la configuración del cilindro y su montaje. Para ello, es necesario saber que hay que resistir el par generado por la resultante del viento.

$$\text{Par generado} = R * c = 62500[\text{Nm}] \quad (3)$$

Existen diversas opciones para montar el cilindro. En este caso, se va a optar por uno biarticulado, en el que la camisa quede anclada en un soporte de la base y el vástago se una al panel.

Esta solución se ha preferido frente a otras ya que se considera que el viento puede soplar en ambas direcciones. Se podría haber optado por una solución para conseguir una menor carrera del cilindro y abaratar el coste de inversión. Estas opciones consistirían en utilizar algún tipo de brazo o biela. El problema de esto es que el cilindro terminaría en ángulos desfavorables con grandes descomposiciones de fuerzas. Si bien se podría encontrar una solución que satisfaga unas condiciones concretas de viento, esta se volverá inviable cuando cambie de sentido.

Usando el programa *Working Model* se ha realizado un modelo del caso de estudio. Como consideración, el valor de 'f' se fijará en 500 mm y a partir de este, se buscará la distancia 'e' más adecuada. El par que ejerce el cilindro

será resultado de multiplicar la fuerza que es capaz de generar por el brazo existente. El brazo es la distancia entre la línea de acción del cilindro y el eje de rotación del panel. Se han realizado los cálculos para varios valores que quedan reflejados en la Tabla 3.

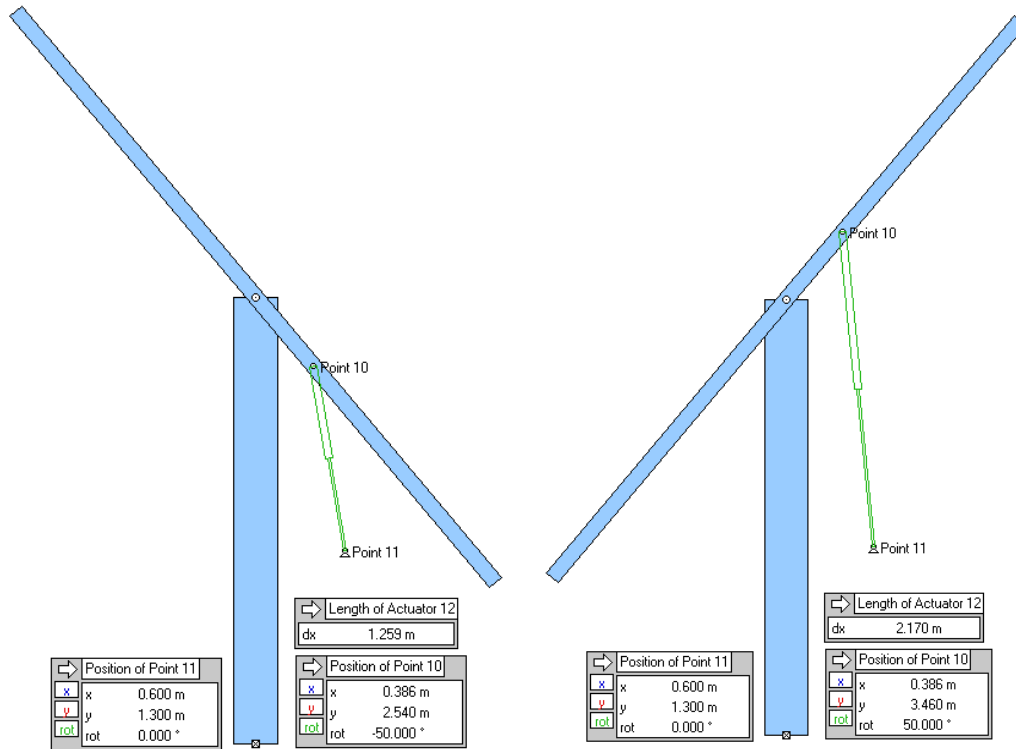


Figura 12 - Panel solar en sus posiciones más inclinadas

Se debe tener en consideración ambas posiciones extremas del cilindro. Aunque realizando un empuje el cilindro sea capaz de generar una fuerza mayor, su brazo será más pequeño. Cabe la posibilidad de que este sea el movimiento más crítico, por lo que no se puede obviar.

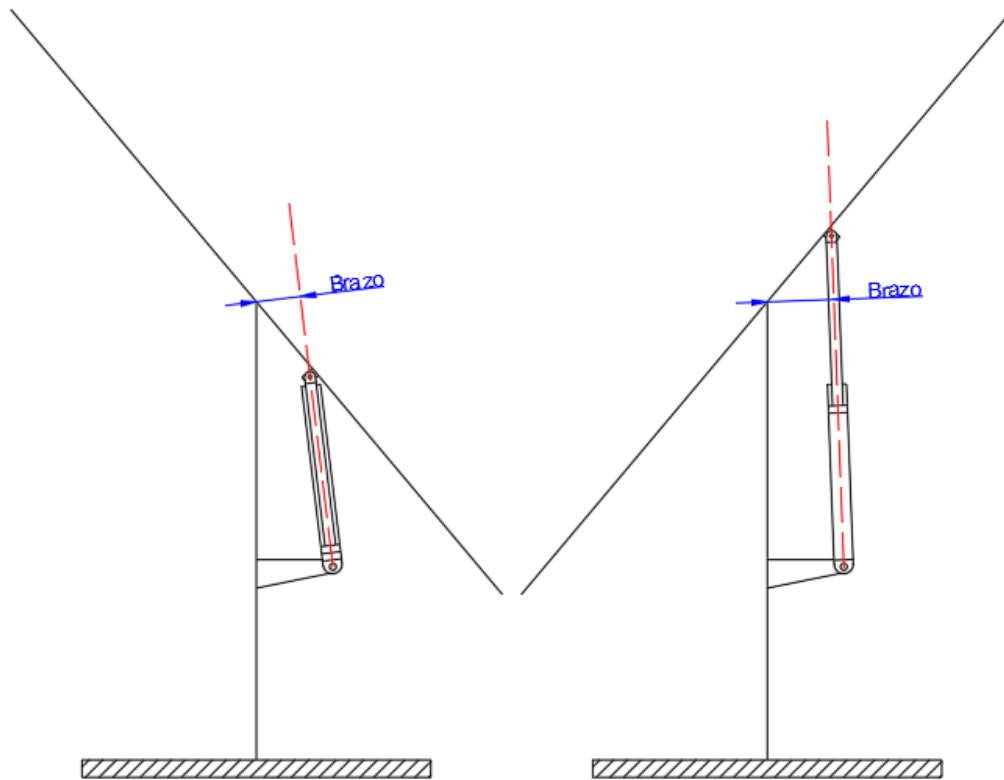


Figura 13 - Brazo del par de fuerzas en las posiciones extremas

Distancia 'e' [mm]	500	550	600	650	700
Carrera [mm]	760	833	911	986	1.060
Brazo tracción [mm]	352	381	409	436	462
Fuerza tracción [N]	177557	164042	152812	143349	135281
Brazo empuje [mm]	268	305	343	384	427
Fuerza empuje [N]	233209	204918	182216	162760	146370

Tabla 3 - Opciones para instalar el cilindro

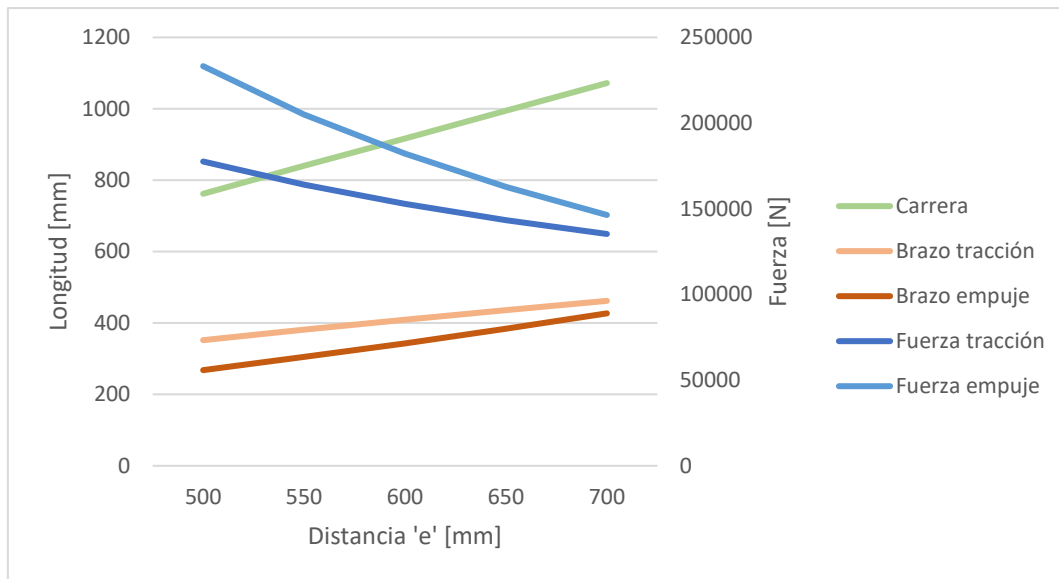


Figura 14 - Resultado de las distintas configuraciones

En la tabla anterior se muestran los resultados para las distintas posiciones de colocación del cilindro. Se observa que a medida que aumenta la distancia 'e', la carrera y los brazos aplicados aumentan, de una manera aproximadamente lineal. A su vez, las fuerzas que se deben aplicar para resistir la carga del viento disminuyen.

Es necesario estudiar la viabilidad de todas estas opciones y buscar la solución más óptima. A la hora de solicitar un cilindro, el precio de este se puede desglosar en varios elementos. Fundamentalmente será un valor fijo por el tipo de cilindro, más una cantidad variable en función de los amarres deseados, más otra cantidad variable en función de la carrera. Se podría pensar que, basándose en la economía, la mejor solución será buscar la alternativa con menos carrera posible. Sin embargo, esto no suele ser así. En el ámbito de este trabajo, una menor carrera implica mayor fuerza a realizar, por lo que a igualdad de presión supondría un cilindro de mayor diámetro. Es probable que el incremento de coste por elegir un diámetro mayor supere al término de la carrera. Además, la fuerza máxima que se puede ejercer también está determinada por la resistencia del material, como se verá a continuación.

#### 4.1.3. Solución comercial:

En esta aplicación concreta, se va a optar por un cilindro ISO 3320. Principalmente por ser una opción más económica que el diseño de tapas unidas con tirantes. También por tener una presión de trabajo mayor, la cual será necesaria. Para ello, se hará uso del catálogo comercial de un fabricante.

En esta situación se usará un cilindro de Mecanizados Alcoy S.A. Acudiendo al catálogo [12], se pueden encontrar las siguientes especificaciones para el cilindro:

Normativa	ISO 3320
Presión nominal de trabajo	210 bar
Presión máxima de trabajo	250 bar
Material de la camisa	Acero ST-52.2 DIN 2391 - H8 Lapeado
Material del vástago	Acero F114 cromado - f7
Velocidad máxima	0,5 m/s con juntas estándar
Temperatura estándar	-20 °C hasta 80 °C

Tabla 4 - Especificaciones del cilindro seleccionado

Para elegir el tamaño del cilindro, se necesita conocer la fuerza que puede desarrollar. Las siguientes ecuaciones muestran la fuerza ejercida tanto en la carrera de empuje como de tracción. Esta dependerá de los diámetros del pistón y el vástago, así como de la presión de trabajo:

$$F_{empuje} [N] = \frac{\pi * \left(\frac{\Phi_p [mm]}{2}\right)^2 * P [bar]}{100} \quad (4)$$

$$F_{tracción} [N] = \frac{\pi * \left(\frac{(\Phi_p [mm] - \Phi_v [mm])}{2}\right)^2 * P [bar]}{100} \quad (5)$$

Realizando una comparación de ambas ecuaciones, se deduce que la fuerza de tracción siempre será menor que la de empuje. Los diámetros de pistón y vástago no solo están normalizados, sino que están relacionados entre sí, de manera que sean proporcionales. Sus tamaños están recogidos en la siguiente tabla:



Ø pistón [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Ø vástago [mm]	12	14	18	22	28	36	45	56	70	90
	18	18	22	28	36	45	56	70	90	110
		22	28	36	45	56	70	90	110	140

Tabla 5 - Combinaciones de pistón y vástago

Se sabe la fuerza mínima que debe ejercer el cilindro para resistir la carga del viento. Por lo tanto, habrá que buscar el cilindro más pequeño y económico que pueda cumplir este requisito. En la Tabla 6 se muestran las fuerzas que pueden desarrollar distintos cilindros a su presión nominal de trabajo, 210 bar. Sin embargo, la presión máxima a la que trabajará el sistema será menor y en consecuencia no se lograrán estas fuerzas. Aun así, esto sirve como aproximación para saber que tamaños podrían ser adecuados.

Ø pistón / Ø vástago [mm]	100/45	100/56	100/70	125/56	125/70	125/90
F empuje [N]	164930	164930	164930	257710	257710	257710
F tracción [N]	131530	113210	84120	205990	176890	124110

Tabla 6 - Fuerzas desarrolladas por los cilindros a 210 bar

A la hora de elegir el tamaño del vástago, hay que tener en consideración que este debe ser suficientemente resistente. Al ser una barra esbelta sometida a altas fuerzas de compresión puede producirse pandeo. El pandeo es un fenómeno de inestabilidad mecánica que sufre un elemento estructural. Sucede cuando el estado de cargas al que es sometido supera un cierto límite.

Es habitual que los fabricantes proporcionen tablas o diagramas para ayudar al cálculo. En este caso, se dispone de la siguiente figura:

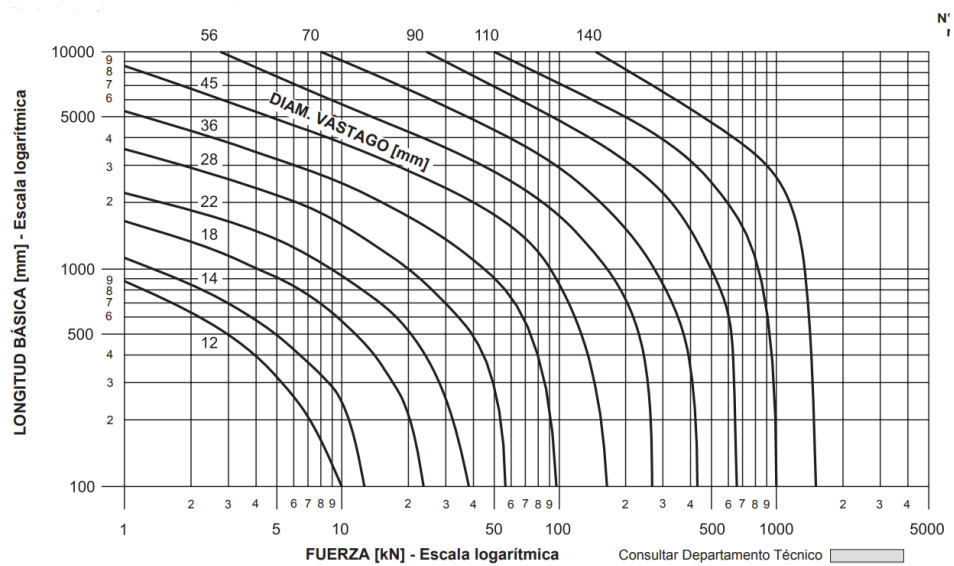


Figura 15 - Diagrama para la elección del vástago [12]

Para usar este diagrama, se necesita saber la fuerza ejercida y la longitud básica. Habrá que cruzar estas dos variables y elegir el vástago cuya curva se encuentre por encima de ese punto de intersección.

La longitud básica es el resultado de multiplicar la carrera del cilindro por un factor de carrera que va a depender del tipo de fijación elegido. En la Figura 16 se muestran los tipos de fijaciones disponibles.

Tipo fijación	Conexión vástago	Montaje	Factor de carrera
BD	Fijo y apoyado		2
	Fijo y rigidamente guiado		0.5
	Fijo y articulado guiado		0.7
BT	Fijo y apoyado		4
	Fijo y rigidamente guiado		1
	Fijo y articulado guiado		1.5
BC	Articulado y apoyado		4
	Articulado y articulado guiado		2
BP	Fijo y apoyado		2
	Fijo y rigidamente guiado		0.5
	Fijo y articulado guiado		0.7
BM	Articulado y apoyado		3
	Articulado y articulado guiado		1.5

Figura 16 - Factores de carrera [12]

Atendiendo a la configuración elegida anteriormente, el cilindro estará articulado y articulado guiado, tendrá una fijación tipo 'BC' y su factor de carrera valdrá 2.

Con toda la información expuesta anteriormente se puede proceder a buscar la mejor solución, valorando las opciones de la Tabla 6.



La elección 100/45 queda descartada, el vástago no cumple las necesidades de resistencia. Así mismo, las opciones 100/56 y 100/70 no proporcionan la fuerza que necesita el sistema. El cilindro 125/56 podría ser una alternativa viable, ya que ejerce una fuerza suficiente. Sin embargo, al acudir a la Figura 15 se observa que el vástago no es adecuado para ninguna de las distancias estudiadas. El cilindro 125/90 se descarta por no ofrecer suficiente fuerza en la carrera de tracción. Alternativas con camisas mayores no se tienen en cuenta debido a su incremento de precio.

Debido a todo lo anterior, un cilindro 125/70 será la alternativa más adecuada. Para elegir su posición de instalación se estudiarán las alternativas de la Tabla 3. Para un valor de 'e' de 500 mm, la fuerza de tracción demandada es muy alta, teniendo que trabajar incluso por encima de la presión nominal de 210 bar. Se podría elegir esta configuración, ya que el objetivo del sistema no es moverse en contra del viento, sino resistir su carga. Sin embargo, se va a buscar una opción algo más conservadora.

Eligiendo un valor de 'e' de 600 mm, se consigue reducir la presión máxima de trabajo, mejorando la fiabilidad a largo plazo ya que las fugas serán menores. Como consecuencia, la carrera se verá incrementada en 151 mm suponiendo un coste del cilindro mayor.

Por lo tanto, la solución más adecuada será un cilindro 125/70. Sus características serán:

Ø pistón [mm]	125
Ø vástago [mm]	70
Carrera [mm]	950
Distancia 'e' [mm]	600
Brazo tracción [mm]	409
Fuerza tracción [N]	152812
Brazo empuje [mm]	343
Fuerza empuje [N]	182216
Presión mínima [bar]	182

*Tabla 7 - Datos de la configuración elegida*





La carrera final elegida debe ser un múltiplo de 50, ya que es la opción que proporciona el fabricante. También, es algo mayor que la necesaria porque el cilindro jamás debe llegar a los extremos de su carrera, ya que no puede ejercer de tope mecánico. Haciendo un pequeño sobredimensionamiento se pueden evitar futuros problemas en el montaje por desajustes o tolerancias.

La presión mínima es aquella para la que el cilindro proporciona la fuerza necesaria. No es la presión a la que va a estar tarada la válvula limitadora. Ese valor será definido más adelante. Si bien con esta presión se podría mover el seguidor contra un viento de 2000 Pa no es un funcionamiento que se espere que vaya a realizar.

## 4.2. Bomba hidráulica:

### 4.2.1. *Conceptos, características y alternativas:*

En la actualidad se utilizan tres diseños de bombas para impulsar fluidos en circuitos oleohidráulicos. Estas son de engranajes, de paletas y de pistones en disposición axial [14]. Existen otras alternativas, pero se omiten debido a su escaso uso.

Las bombas de engranajes son unas de las más antiguas utilizadas. Las de engranajes externos, como la de la Figura 17, consisten en dos ruedas dentadas que se mueven a la misma velocidad, pero en sentidos opuestos. Estas, recogen entre dos dientes aceite de la toma de aspiración y lo transportan a la impulsión. Es un sistema de desplazamiento fijo. Esto significa que por cada vuelta que dé el eje de la bomba, se moverá un volumen constante de fluido. Entre sus características destaca su sencillez, su bajo precio, su diseño compacto, su resistencia a los contaminantes y su alta presión de trabajo. Sus principales desventajas son la alta sensibilidad a la cavitación, su baja eficiencia y un alto ruido.



Figura 17 - Bomba de engranajes [15]

Las bombas de paletas están compuestas de un conjunto de paletas que se mueven radialmente. Estas, se pueden desplazar respecto del rotor que está contenido en el interior. El aceite es recogido en el espacio que existe entre dos paletas para ser transportado de la aspiración a la impulsión [16].

Entre sus ventajas se encuentran su bajo ruido de trabajo, su bajo precio y su facilidad de reparación. Sin embargo, no pueden trabajar a altas revoluciones y admiten poca presión de trabajo.

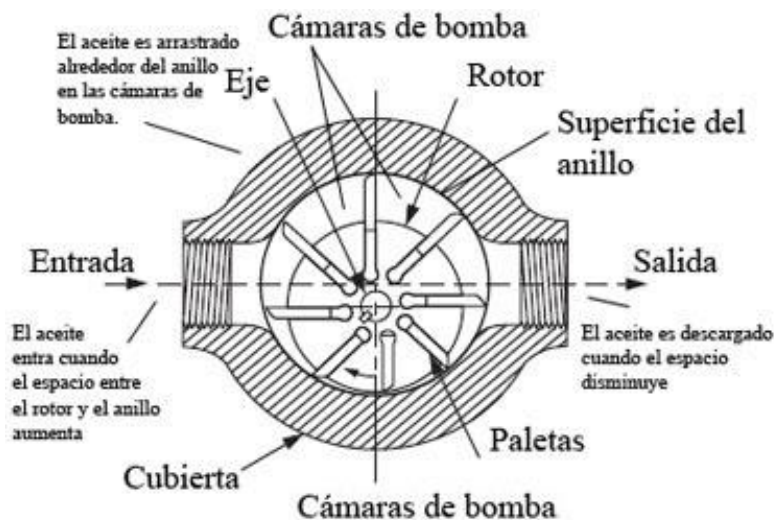


Figura 18 - Bomba de paletas [17]

Las bombas de pistones axiales tienen un funcionamiento un poco más complejo que las dos anteriores. Están compuestas por un bloque que contiene

cilindros. Este bloque gira solidario al eje motriz. El aceite entra en la cámara del cilindro cuando este se encuentra en su posición más abierta. Cuando el cilindro rota y llega a la salida, este se ha desplazado, impulsando el aceite. Este desplazamiento lineal de los cilindros es producido porque en su extremo están unidos a un plato deslizante inclinado.

Estas bombas pueden ser de desplazamiento fijo o variable. Si este plato tiene una inclinación fija, el volumen de fluido impulsado será constante. Sin embargo, lo habitual es que se disponga de un sistema para cambiar la inclinación, de esta manera se obtiene una bomba con una gran versatilidad, pudiendo dar altos caudales cuando la presión necesaria no es muy alta y limitar el caudal cuando se necesite presión.

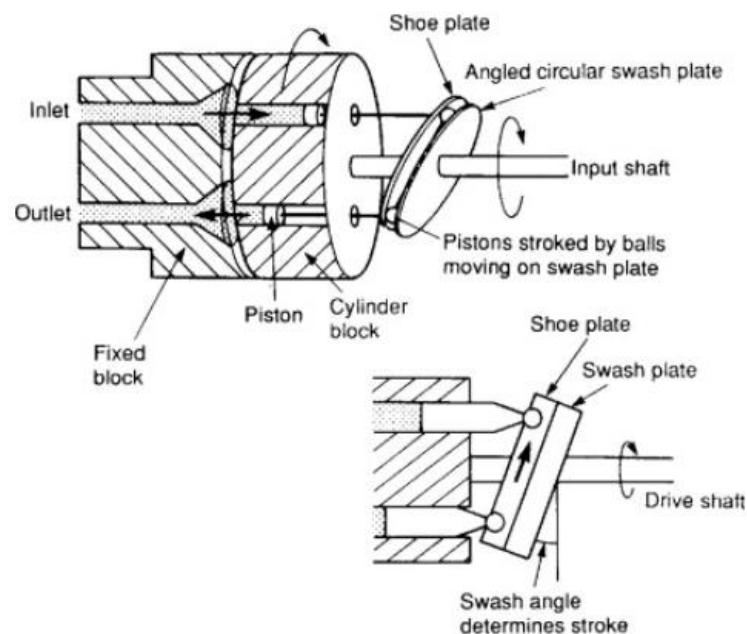


Figura 19 - Funcionamiento de una bomba de pistones axiales [18]

Soportan muy altas presiones de trabajo, pueden trabajar a muy altas revoluciones y son extremadamente eficientes. Son más caras que las anteriores opciones, además de más sensibles a los contaminantes y más difíciles de reparar [19].



Figura 20 - Corte de una bomba de pistones axiales [20]

#### 4.2.2. Necesidades y requerimientos:

Para calcular las necesidades de caudal y así poder dimensionar la bomba, se necesita conocer el tiempo en que se quiere que salga el vástago. Para esta situación, este valor no es relevante, ya que el movimiento será muy lento. Sin embargo, como aproximación se va a suponer un tiempo de salida de vástago de 120 segundos. Esto significa que la mitad de su recorrido, desde la posición más inclinada hasta una horizontal, lo hará en un minuto.

Los volúmenes de aceite que puede albergar el cilindro tanto en la cámara trasera como en la cámara del vástago dependen de los diámetros del pistón y el vástago, además de la carrera.

$$\text{Volumen cámara trasera [l]} = \frac{\pi * \left(\frac{\Phi_p \text{ [mm]}}{2}\right)^2 * c \text{ [mm]}}{1000000} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Volumen cámara del vástago [l]} &= \\ &= \frac{\pi * \left( \left(\frac{\Phi_p \text{ [mm]}}{2}\right)^2 - \left(\frac{\Phi_v \text{ [mm]}}{2}\right)^2 \right) * c \text{ [mm]}}{1000000} \end{aligned} \quad (7)$$

Sustituyendo con los valores de la Tabla 7 se obtiene:



$$\text{Volumen de la cámara trasera} = 11,66l$$

$$\text{Volumen de la cámara del vástago} = 8l$$

Como era de esperar, hay una diferencia notable entre ambas cámaras. Esto implica que para un mismo caudal el cilindro tendrá distintas velocidades en la carrera de empuje y en la de tracción. Para el caso contemplado, esta diferencia de velocidades no es relevante, de hecho, habrá pocas situaciones en las que se realice un ciclo en el mínimo tiempo posible, ya que el objetivo es seguir el sol a lo largo de sus horas más luminosas. La situación más crítica que podría llegar a darse sería aquella en la cual el panel se encuentra en su posición más inclinada y, debido a un repentino fuerte viento, se debe entrar en el 'modo seguro'. En esta situación el sistema estaría funcionando de manera continua.

Es por esto por lo que se va a usar el valor más desfavorable, el del volumen de la cámara trasera. El caudal se puede calcular como:

$$\text{Caudal} \left[ \frac{l}{\text{min}} \right] = \frac{\text{Volumen cámara trasera} [l]}{\text{Tiempo} [\text{min}]} \quad (8)$$

$$\text{Caudal deseado} = 5,83 \frac{l}{\text{min}}$$

También es necesario decidir la presión máxima que soportará el sistema, es decir, la presión a la que se limitará la válvula limitadora de presión. Este es un valor que suele quedar a criterio del ingeniero, manteniéndose siempre por debajo del máximo de cada uno de los componentes que componen el circuito. En este caso, se va a atender únicamente a las necesidades del actuador. De la Tabla 7 se sabe que el cilindro necesita 182 bar para proporcionar la fuerza necesaria.

Se va establecer en 200 bar la presión del sistema. Se actúa de esta manera porque tanto en las válvulas como en las tuberías existe una pérdida de carga, y por consecuencia de presión. Si se tara la limitadora a 182 bar, lo más seguro es que no llegue la energía suficiente al cilindro. Las pérdidas de carga no se pueden saber a priori. De hecho, en este momento si siquiera se conocen todos los componentes que van a formar el sistema. Incluso conociéndolos, intentar calcular con precisión la pérdida de carga total es un proceso excesivamente tedioso e impreciso.



Por ahora, la presión queda fijada en 200 bar. Cuando se tenga el sistema físicamente ensamblado, se puede hacer un ensayo experimental colocando manómetros en puntos estratégicos. Si se descubre que esa presión no es suficiente para compensar las pérdidas de carga, se podrá modificar a un valor más alto.

#### 4.2.3. Solución comercial:

Conociendo las necesidades de caudal y presión se puede seleccionar la bomba. Una bomba de engranajes externos será la opción más adecuada para esta aplicación. Las de pistones axiales quedan descartadas por ser más caras. Además, no existen soluciones comerciales para un caudal tan bajo. Algo similar sucede con las bombas de paletas, que suelen ser diseñadas para un caudal mayor.

Se va a recurrir a un catálogo comercial [21] para buscar la bomba que más se aproxime a las necesidades. En este caso se usará el del fabricante italiano *Salami*.

Las bombas se especifican en volumen desplazado por cada vuelta que dé el eje. Mas adelante se definirá el motor eléctrico, pero es de esperar que sea de corriente alterna y de cuatro polos, por lo que tendrá una velocidad teórica de 1500 r.p.m y real de aproximadamente 1400 r.p.m. Con esto se puede obtener el tamaño necesario de la bomba.

$$\text{Desplazamiento bomba } (D) \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] = \frac{Q \left[ \frac{\text{l}}{\text{min}} \right] * 1000}{n [\text{r.p.m}]} \quad (9)$$

$$\text{Desplazamiento de la bomba } (D) = 4,16 \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]$$

Acudiendo al catálogo se observa que los valores más aproximados son de 4,1 y 5,2 cm<sup>3</sup>/rev. Ambas opciones difieren del valor deseado, pero como el tiempo es un parámetro que en este caso permite cierta flexibilidad no va a suponer un problema. Se elige la bomba de 4,1 cm<sup>3</sup>/rev. En la siguiente tabla se muestran sus características principales.

BOMBA SALAMI 1.5PE	
Denominación completa	1.5PE - 4.1
Desplazamiento [cm <sup>3</sup> /rev]	4,1
Presión continua [bar]	250
Presión intermitente [bar]	270
Presión de pico [bar]	290
Velocidad de funcionamiento [min <sup>-1</sup> ]	700 - 4000
Presión mínima en aspiración (abs) [bar]	0,8 - 1,5
Viscosidad mínima del fluido [mm <sup>2</sup> /s]	12
Viscosidad máxima en arranque [mm <sup>2</sup> /s]	800
Viscosidad recomendada [mm <sup>2</sup> /s]	17 - 65
Rango de temperatura del fluido [°C]	-20 - 80
Código de contaminación (ISO4406)	20/19/16

*Tabla 8 - Especificaciones de la bomba elegida*



*Figura 21 - Bomba Salami 1.5PE [21]*

El catálogo proporciona toda la información necesaria de la bomba. Lo más importante será conocer la demanda de potencia de la bomba. Para ello se puede recurrir a la fórmula o utilizar las gráficas proporcionadas. Se prefiere la fórmula ya que proporciona mayor exactitud.



También se puede obtener el par necesario. Se debe verificar que el motor alcanza este valor para poder trabajar correctamente. La fórmula para el caudal de salida muestra que este está minorado por el rendimiento volumétrico.

$$\text{Par de entrada [Nm]} = \frac{D \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * P[\text{bar}]}{62,8 * \eta_m} \quad (10)$$

$$\text{Pot entrada [kW]} = \frac{D \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * P[\text{bar}] * n [\text{r.p.m.}] * 10^{-3}}{600 * \eta_m} \quad (11)$$

$$\text{Caudal de salida} \left[ \frac{\text{l}}{\text{min}} \right] = \frac{D \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * n [\text{r.p.m.}] * \eta_v}{1000} \quad (12)$$

Donde:

D = Desplazamiento de la bomba, en cm<sup>3</sup>/rev.

P = Presión de trabajo, en bar.

n = Giro del motor, en r.p.m.

$\eta_m$  = Eficiencia mecánica. Según el fabricante 0,92.

$\eta_v$  = Eficiencia volumétrica. Según el fabricante 0,95.

Sustituyendo estas ecuaciones se obtiene:

$$\text{Par de entrada} = 14,19 \text{ Nm}$$

$$\text{Potencia de entrada} = 2,08 \text{ kW}$$

$$\text{Caudal de salida} = 5,45 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$



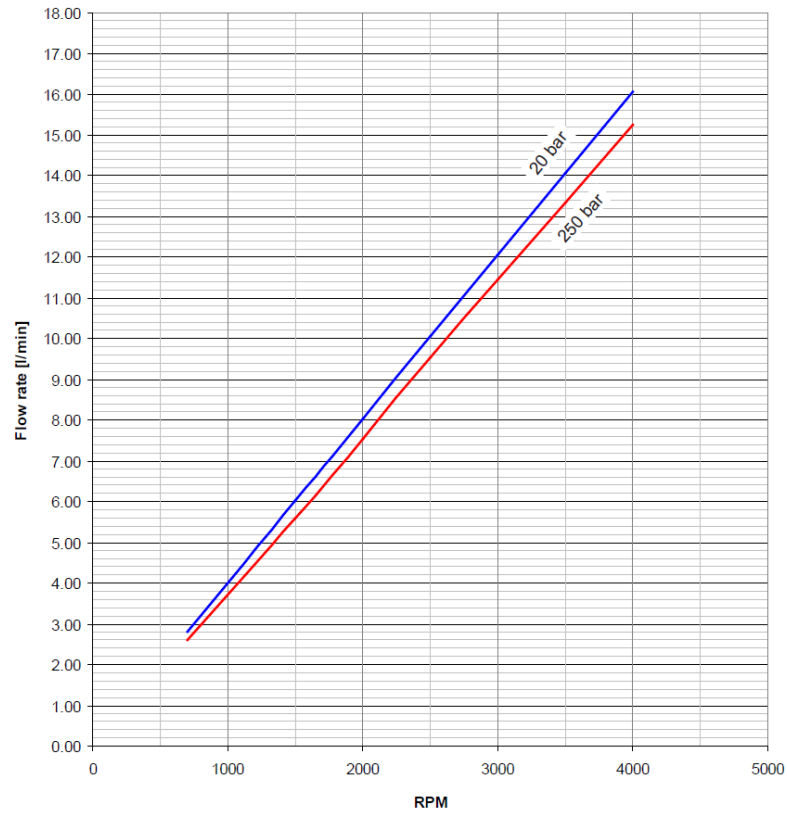


Figura 22 - Curva característica de la bomba [21]

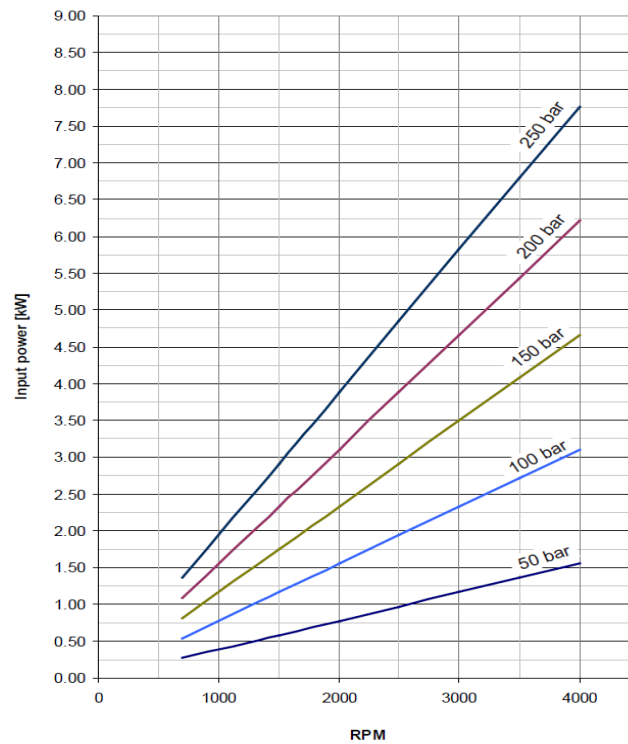


Figura 23 - Potencia requerida por la bomba [21]

### 4.3. Motor eléctrico

#### 4.3.1. Alternativas:

El motor eléctrico es el encargado de proporcionar a la bomba la energía necesaria para que esta realice el movimiento del fluido hidráulico. En hidráulica, la elección del motor suele depender principalmente del suministro eléctrico disponible. Por un lado, están los motores de corriente continua, de 12 V o 24 V. Por otro lado, están los de corriente alterna, monofásica a 230 V y trifásica a 400 V.



*Figura 24 - Motor eléctrico [22]*

La ubicación de la instalación es desconocida, por lo que tampoco se puede saber el tipo de suministro eléctrico. Se va a descartar el uso de corriente trifásica ya que esta está reservada a entornos industriales donde, en caso de necesidad, también se dispone de monofásica. Los motores de corriente continua también se descartan por su elevado precio [22].

Por lo tanto, la elección final será la de un motor de corriente alterna monofásica a 230 V. Deberá ser de 4 polos para que tenga una velocidad teórica de 1.500 r.p.m. Puede darse la situación de que la instalación se realice en un entorno en el que no se disponga de suministro eléctrico. En este caso, sería necesario recurrir a un sistema de almacenamiento además de un inversor de corriente.

#### 4.3.2. Solución comercial:

Se ha escogido un motor de la marca Universal Motors [23] con las siguientes características:

Motor eléctrico Universal Motors	
Tipo	Motor monofásico
Denominación	BF31D 100 L1 4
Polos	4
Potencia [kW]	2,2
Velocidad [ $\text{min}^{-1}$ ]	1430
Tensión	230 V/50 Hz
Par [Nm]	14,7

*Tabla 9 - Especificaciones del motor seleccionado*

Se observa que este motor cumple con las necesidades de par y potencia requeridas en el apartado anterior.

La unión entre el motor y la bomba se realiza por medio de un acoplamiento elástico. Este es un componente formado por dos piezas metálicas que encajan en los ejes de la bomba y el motor, adaptándose a su chaveta. Estas dos piezas tienen entre medias un compuesto de goma para amortiguar golpes bruscos. De esta manera, se puede transmitir el giro suavemente.



*Figura 25 - Acoplamiento elástico [24]*

#### 4.4. Válvula antirretorno:



Figura 26 - Símbolo de una válvula antirretorno

Una válvula antirretorno, también conocida como *check valve*, es una válvula cuyo objetivo es permitir el paso de fluido en una dirección e impedirlo en otra. En oleohidráulica, su funcionamiento está basado en un muelle. Gracias a esto, se pueden montar en cualquier posición, ya que no dependen de la gravedad como otros sistemas. El muelle, está tarado a una cierta presión, que normalmente es de unos pocos bares.

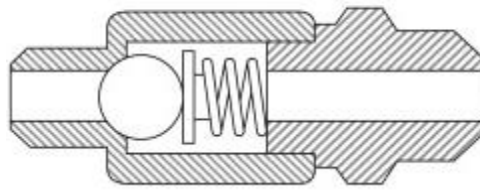


Figura 27 - Sección de una válvula antirretorno [25]

El modo en que trabajan es muy sencillo. El muelle ejerce una fuerza contra un cabezal para que este quede asentado en el cuerpo de la válvula. Cuando el fluido circula en una dirección, le es muy fácil vencer la fuerza del muelle, por lo que desplaza el cabezal proporcionando una sección de paso. Si el fluido intentase circular en sentido contrario, presionaría el cabezal contra su asiento, imposibilitando su paso. Como alternativa al cabezal, también se pueden utilizar esferas metálicas.

En el esquema que se diseñó anteriormente, en la Figura 7, se puso una válvula antirretorno justo después de la bomba. La finalidad de esto es protegerla. Fruto del movimiento de los actuadores y de las válvulas distribuidoras, se pueden generar flujos de aceite en sentido contrario, en dirección a la bomba. Si no se dispone de una válvula antirretorno y el fluido consigue moverla en su sentido contrario de giro, se puede causar su rotura [26].

#### 4.5. Válvula limitadora de presión:

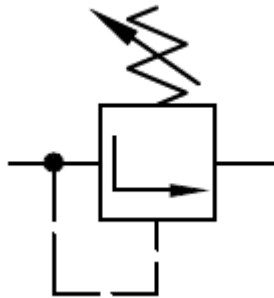


Figura 28 - Símbolo de una válvula limitadora de presión

La válvula limitadora de presión es un elemento de seguridad necesario en todos los circuitos con bombas de desplazamiento fijo. En bombas de desplazamiento variable compensadas no es necesaria. Su función es limitar la presión máxima que puede tener un circuito. De esta manera, protege los elementos de presiones superiores a las que pueden admitir [27].

Su funcionamiento es muy parecido al de las válvulas antirretorno. Un muelle presiona un cabezal contra su asiento. En este caso, el muelle ejerce mucha más fuerza, la necesaria para poder llegar a la presión de tarado. También dispone de un tornillo de ajuste para poder regular dicha presión.

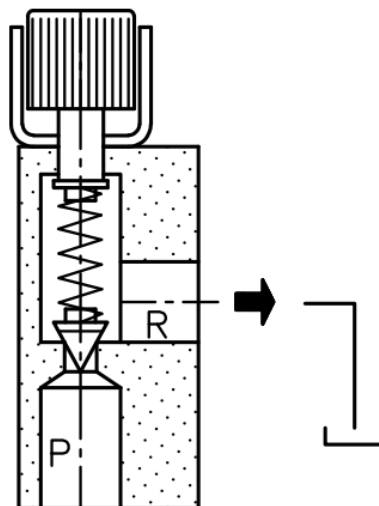


Figura 29 - Sección de una válvula limitadora de presión

Como analogía, se podría decir que es el equivalente a un fusible en un circuito eléctrico. Con la diferencia de que esta válvula actúa siempre, sin necesidad de ser rearmada o reemplazada. Esto puede dar lugar a situaciones en las que

la válvula esté continuamente liberando presión del sistema. Esto evidencia un mal funcionamiento de algún elemento o un fallo de diseño, ya que solo debería actuar en situaciones anómalas. Es de mala praxis usar estas válvulas para liberar una presión generada deliberadamente pero no necesaria, ya que esto significa que una gran cantidad de energía se está desperdiciando.

Esta válvula debería colocarse a la salida de la bomba, lo más cerca posible de esta. Así se garantiza que ningún elemento estará sometido a más presión de la fijada.

#### 4.6. Válvula distribuidora:

##### 4.6.1. Conceptos, características y alternativas:

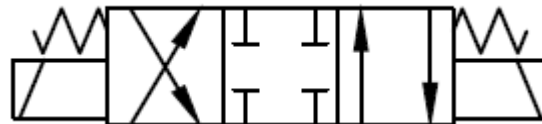


Figura 30 - Símbolo de una válvula distribuidora

Las válvulas distribuidoras, o válvulas de control direccional son el corazón de un sistema hidráulico. Su finalidad es dirigir el fluido a los actuadores o a otras zonas del circuito [28]. Se las suele denominar por su número de vías y su número de posiciones. Así, una válvula distribuidora 4/3 tendrá cuatro tomas de aceite y tres posiciones posibles. Según la norma ISO 1219, se debe dibujar un cuadrado por cada posición posible. Dentro de este se representa como se dirige el fluido. A los extremos de los cuadrados se pondrá la forma de actuación.

En la Figura 31 se pueden observar distintas válvulas 2/2. En la parte inferior se encuentran los muelles que permiten su vuelta a su posición habitual. En la parte superior se representan distintas formas de accionamiento. De izquierda a derecha, por pulsador, solenoide y palanca. Existen más alternativas, estas son solo algunos ejemplos.

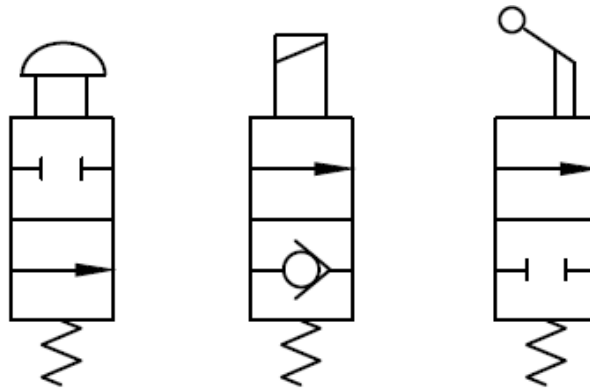


Figura 31 - Símbolos de distintos accionamientos

Las opciones de configuración son muy amplias. Por un lado, está el número de posiciones, que habitualmente es de dos o tres, aunque existen de más. Un cilindro de simple efecto se controla con una válvula de dos posiciones. Uno de doble efecto se suele controlar con tres posiciones, aunque podría hacerse con dos. El número de vías, puertos o tomas, suele ser de dos, cuatro o incluso seis, dependiendo de la configuración elegida.

Las válvulas 4/3 son unas de las más utilizadas en el mundo de la hidráulica. Esto es debido a que son las que permiten controlar los cilindros de doble efecto. La posición de utilización en cada momento es la central, por lo que suelen tener muelles a ambos lados para su centrado. Las tomas de aceite son presión, tanque y las utilidades 'A' y 'B' que van al actuador.

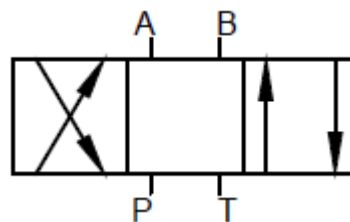


Figura 32 - Válvula 4/3 genérica

En las posiciones laterales se tiene a un lado 'P' con 'A' y 'B' con 'T' y al otro lado 'P' con 'B' y 'A' con 'T'. 'A' y 'B' son las tomas que se conectan a las dos cámaras del cilindro. Así, dependiendo de a donde se mande la presión, se obtiene una carrera de empuje o de tracción.

Para la posición central existen muchas opciones disponibles. En la Figura 33 se muestran las más comunes.

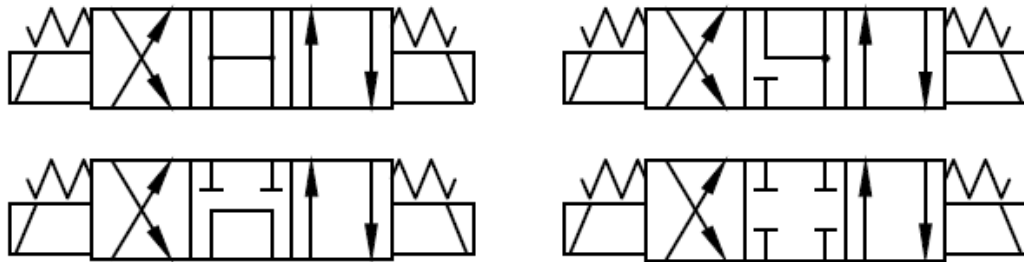


Figura 33 - Ejemplos de posiciones centrales

En la primera, todos los puertos están conectados. Aquí, el cilindro no ejerce ninguna fuerza, se encuentra 'flotando'. Como 'A' y 'B' están conectadas con el tanque, cualquier mínima fuerza en un sentido u otro provocará un desplazamiento del cilindro. La toma de presión también está conectada al tanque. En esta situación, se tiene a la bomba moviendo aceite hasta la válvula y después retorna a tanque. El consumo en esta situación es pequeño, el necesario para contrarrestar las pérdidas de carga, que en esta situación son pocas. Una ventaja de esta opción es que, en el arranque, no se somete a carga al sistema, situación deseable ya que el motor y la bomba necesitan unas revoluciones mínimas para funcionar correctamente y ofrecer su potencia nominal. Hay que tener en cuenta que esta válvula imposibilita que otras puedan trabajar cuando se encuentre en la posición central.

En la segunda opción, las tomas 'A' y 'B' están conectadas con tanque. Con esto se consigue el efecto de cilindro 'flotando'. Aquí, la presión no está conectada con el tanque, por lo que la bomba puede proporcionar energía a otras zonas del circuito.

En la tercera, los puertos del actuador están bloqueados y la presión está conectada al tanque. En esta situación, se impide el movimiento del fluido al cilindro, por lo que este tenderá a permanecer inmóvil. Sin embargo, el uso de esta válvula no garantiza una estanqueidad completa y puede presentar fugas como se verá a continuación. No se puede confiar en esta válvula para conseguir que el cilindro sostenga una carga de manera segura. Para eso se tendría que recurrir a válvulas antirretorno pilotadas u otras alternativas.

En la última alternativa, todas las tomas están bloqueadas, de manera que se consiguen los efectos ya descritos en otros apartados, siempre teniendo en cuenta la presencia de posibles fugas.

Hay diversas formas de accionar la válvula. Manual, recurriendo a palancas, botones o pedales. Mecánica, usando levas, ruedas u otros elementos. Por



medio de hidráulica o neumática. Uno bastante habitual es el accionamiento eléctrico.

El funcionamiento eléctrico se basa en el uso de solenoides. Cuando se les proporciona corriente, crean un campo magnético que mueve el elemento interno de la válvula. Esta es una opción ampliamente utilizada, ya que permite el control del sistema a distancia o su automatización. Además, es bastante económica de ejecutar.

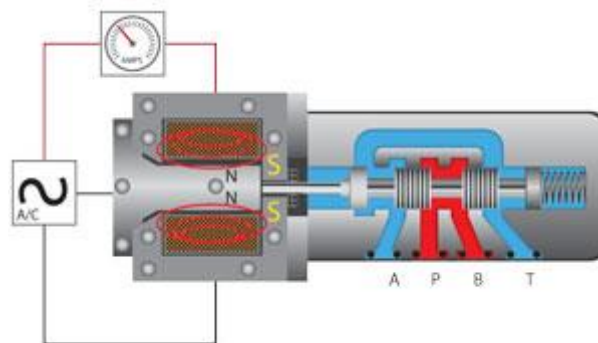


Figura 34 - Funcionamiento del solenoide de una válvula [29]

Existen dos tipos de elementos internos. El cabezal y la corredera. El funcionamiento de las válvulas distribuidoras de cabezal es similar al descrito anteriormente en las válvulas antirretorno y limitadoras de presión. Su principal ventaja es que no tienen fugas de fluido, ya que hacen un cierre estanco. En la Figura 35 se muestra el símbolo de una válvula 2/2 operada eléctricamente por solenoide y centrada por muelle. En la de la izquierda el elemento interno es un cabezal. En la de la derecha es una corredera.

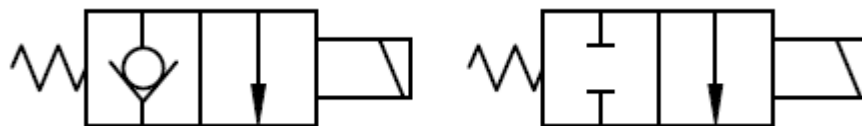


Figura 35 - Ejemplo de representación de elementos internos

Una corredera es una pieza metálica cilíndrica que tiene distintas secciones mecanizadas. Se encuentra alojada en un hueco que la permite desplazarse. A ese hueco llegan las vías por las que circula el fluido. Cuando la corredera se desplaza en un sentido u otro lo que hace es unir o separar las distintas vías.



Figura 36 - Correderas de válvulas distribuidoras [30]

Un ejemplo es el mostrado en la Figura 37. Si la corredera se desplaza a la izquierda, se conecta la toma 'P' con 'A' y 'B' con 'T'. Si lo hace a la derecha conectaría 'A' con 'T' y 'P' con 'B'. Esta es una corredera de centros cerrados, ya que, en la posición central, las tomas de presión no están bloqueadas. Sin embargo, se puede apreciar la holgura que puede existir entre la corredera y el agujero cuando esta se encuentra en su posición de reposo.

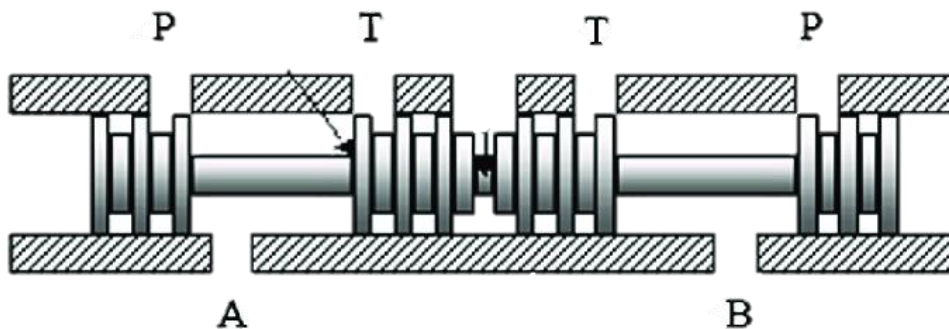


Figura 37 - Funcionamiento de una corredera [31]

La principal ventaja de usar correderas es que el flujo de fluido que entra en la válvula no afecta al movimiento de esta. En una de cabezal, existe presión en una de sus caras, lo que puede provocar un movimiento prematuro no deseado. En la corredera, la presión es aplicada en dos áreas iguales y opuestas. La implicación de esto es que, en una válvula de corredera, el accionamiento puede ser deseado. Incluso un pulsador o palanca pueden ser accionados manualmente, ya que no se requiere mucha fuerza. Esto no sucede en las de cabezal. También, las válvulas de corredera suelen permitir mayores flujos de fluido para un tamaño similar.

La gran mayoría de válvulas de corredera, están diseñadas de manera que existe un ajuste con deslizamiento entre metal y metal. Este es el principal inconveniente de estas válvulas. Como consecuencia, el fluido puede atravesar

este ajuste, produciendo pérdidas. Esto implica una pérdida de energía y una generación de calor. Por otro lado, son más lentas desde que se comienzan a abrir hasta que permiten el paso del flujo máximo. Esta diferencia de tiempo puede ser del orden de décimas de segundo, pero hay aplicaciones en las que las necesidades de precisión son máximas.

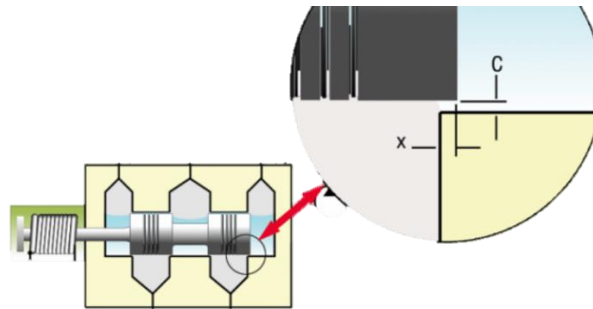


Figura 38 - Holgura existente entre una corredera y su alojamiento [32]

En la figura anterior se observa la holgura existente entre la corredera y el agujero en el que está alojada. Si el aceite se encuentra muy contaminado, sea por falta de mantenimiento o cualquier otro motivo, las partículas más grandes tenderán a alojarse en este hueco [28]. Esto produce un atascamiento de la válvula, ya que el solenoide no es capaz de ejercer la fuerza necesaria para mover la corredera con las partículas incrustadas en la holgura. Si los solenoides son de corriente alterna, se pueden llegar a dañar, quemándose. Un correcto mantenimiento y limpieza del aceite pueden prevenir este problema.

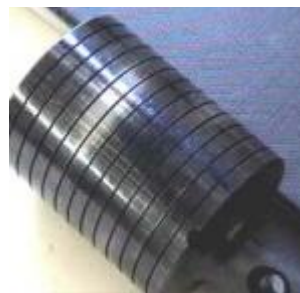


Figura 39 - Desgaste en la corredera por contaminación [33]

Las válvulas distribuidoras suelen presentarse con dos formas de construcción. De *sándwich* y de cartucho. Las válvulas de cartucho tienen una rosca en el alojamiento del elemento interno para fijarlas a una placa base o al elemento que se desee. Las válvulas *sándwich* están formadas por un bloque metálico con orificios internos para dirigir el fluido. Estas últimas siguen una estandarización.



Figura 40 - Válvula de cartucho [34]



Figura 41 - Válvula tipo sándwich [35]

El CETOP, el comité europeo de transmisiones oleo hidráulicas y neumáticas, por sus siglas en francés, es el encargado de la estandarización de las válvulas de tipo *sándwich*. Define el número, posición y tamaño de los puertos.

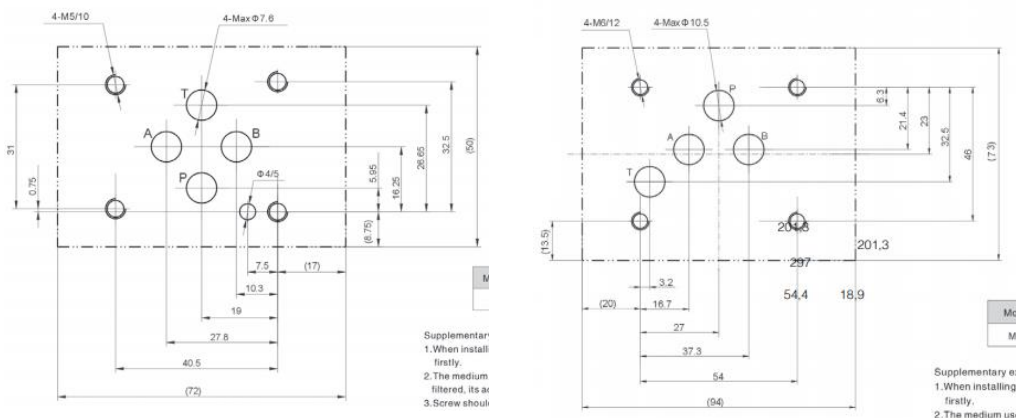


Figura 42 - Agujeros estandarizados según el CETOP [36]

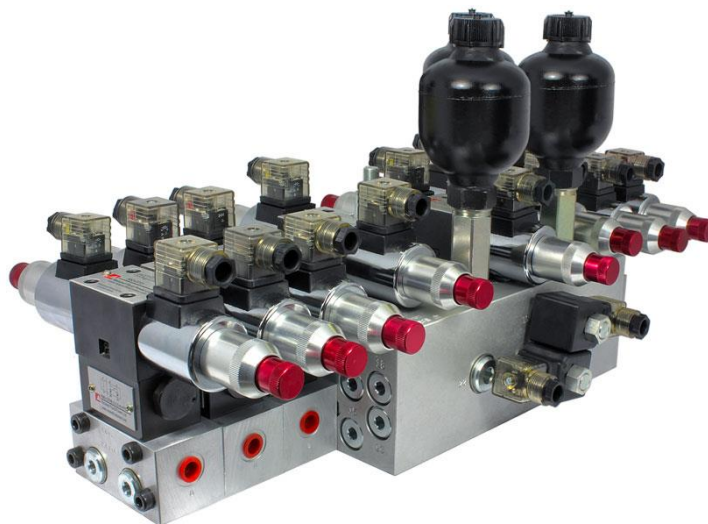
Estas válvulas se montan sobre placas base. Una placa base es un bloque metálico, de acero o aluminio, en el cual se mecanizan los conductos para

cumplir con la norma CETOP. De esta manera, se consigue un montaje muy compacto y a prueba de fugas, minimizando la presencia de tuberías o latiguillos.



*Figura 43 - Placa base vacía [37]*

Esta placa base, consta de cuatro elementos. Se aprecia en un lateral las tomas de presión y tanque, en otro lado las utilizaciones 'A' y 'B', y en la parte superior la superficie para el montaje no solo de las válvulas distribuidoras, sino de cualquier otra de tipo *sándwich* que cumpla la normativa. En estos bloques, también se pueden realizar taladros para montar válvulas de cartucho. De hecho, se puede observar que hay uno en la cara de las utilizaciones. Típicamente es donde se monta la válvula limitadora de presión.



*Figura 44 - Placa base con válvulas instaladas [38]*

#### 4.6.2. Necesidades y requerimientos:

A continuación, se va a seleccionar la válvula distribuidora más adecuada. Se necesita controlar el movimiento de un cilindro de doble efecto, por lo que una válvula 4/3 será la opción elegida. En el accionamiento, se va a recurrir a solenoides, ya que existirá una electrónica encargada de controlar el movimiento del panel y ver cuanto y como debe girar.

Para la posición central de la válvula, se debe tener en cuenta que el bloqueo del cilindro correrá a cargo de otro elemento que se definirá más adelante. Al ser un circuito con un único actuador, se optará por una posición central de todos los puertos conectados. Así, se puede arrancar el sistema en vacío. El estandar elegido es CETOP 3, uno de los más pequeños. La elección del estandar depende del caudal, del cual dependen las pérdidas de carga.

También será necesaria una placa base de un elemento con alojamiento para una válvula limitadora de presión.

El esquema de este conjunto queda representado en la Figura 45. Las líneas de trazo largo y trazo corto simbolizan la placa base y la válvula tipo *sándwich*.

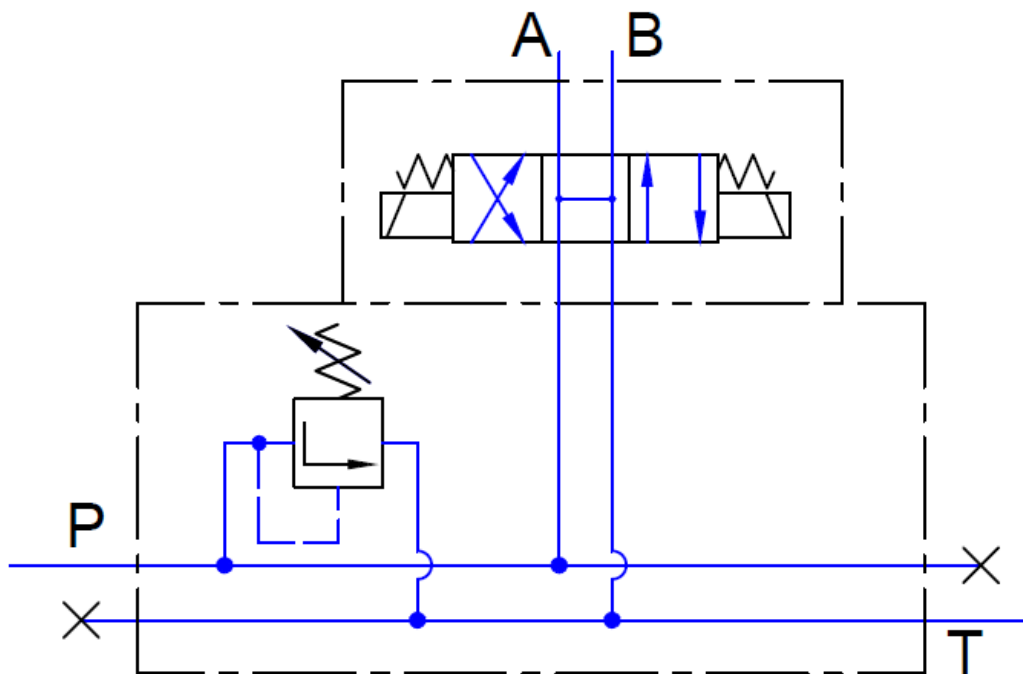


Figura 45 - Representación de la placa base y la válvula distribuidora

4.6.3. Solucion comercial:

Para la elección de una solución comercial se va a recurrir al catálogo de Parker [35]. Las válvulas que cumplen las especificaciones son las de la serie D1VW.

VÁLVULA DE CONTROL DIRECCIONAL PARKER	
Serie	D1VW
Accionamiento	Solenoide
Tamaño nominal	CETOP 3
Temperatura ambiente [°C]	-25 - 60
Presión máxima [bar]	P, A, B: 350 – T:210
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524
Temperatura del fluido [°C]	-20 - 70
Viscosidad recomendada [mm <sup>2</sup> /s]	30 - 80
Código de contaminación (ISO4406)	18/16/13
Flujo máximo [l/min]	80
Fuga a 50 bar [ml/min]	Hasta 10 por cada ruta
Voltaje de alimentación [V]	DC: 12 V – 24 V – 98 V – 205 V AC: 110 V – 230 V

Tabla 10 - Especificaciones de la válvula direccional seleccionada

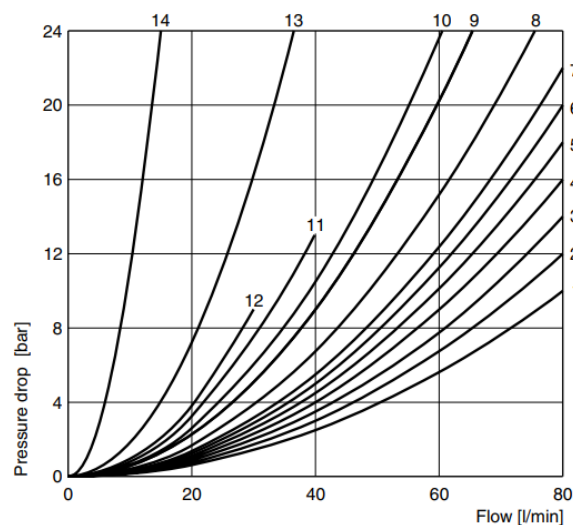


Figura 46 - Curvas características de la válvula direccional [35]

Las pérdidas de carga dependen de la corredera, del camino recorrido por el fluido y del caudal. En la Tabla 11 quedan recogidos los distintos caminos que puede seguir el fluido y las curvas de pérdida de carga asociadas.

Posición derecha		Posición izquierda		Posición central				
P-A	B-T	P-B	A-T	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
1	4	1	4	1	1	5	5	2

Tabla 11 - Elección de curva según el camino del fluido

#### 4.7. Válvulas antirretorno pilotadas y *counterbalance*:

Una de las mayores problemáticas que pueden surgir al mover un panel solar con un circuito hidráulico, es que las cargas producidas por el viento fueren al panel a moverse, creando flujos de aceite incontrolados y comprometiendo la integridad de la estructura. Para evitar esto, es necesario asegurarse que el cilindro solo se moverá en los momentos en los que se desee.

Tal y como se vio en el apartado anterior, una válvula distribuidora de corredera no es suficiente para sostener un cilindro hidráulico en su posición, debido a las fugas existentes. La solución habitual cuando se quiere mantener una carga en su posición a lo largo del tiempo es una válvula antirretorno pilotada doble.

##### 4.7.1. Válvula antirretorno pilotada doble:

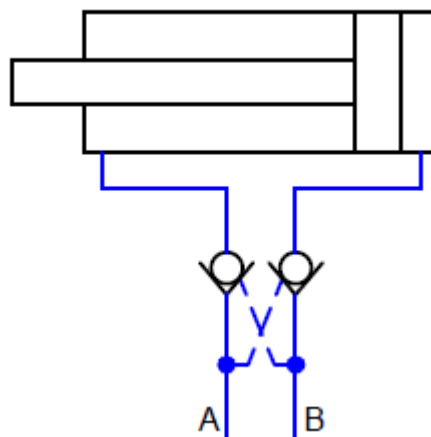


Figura 47 - Símbolo de una válvula antirretorno pilotada doble



Estas válvulas, se colocan en las utilidades 'A' y 'B', después de la distribuidora. En cada conducto, disponen de una válvula antirretorno de cabezal, es decir, libre de fugas. Estas están pilotadas por el flujo del conducto contrario.

Si se desea que el cilindro haga una carrera de empuje, se dirige el aceite a la toma 'B'. Para que este se pueda mover, tiene que haber un flujo por 'A'. El antirretorno de 'A' ha sido desbloqueado por el pilotaje, en cuanto cese el caudal de aceite, el cabezal volverá a su posición de cierre impidiendo cualquier movimiento del cilindro.

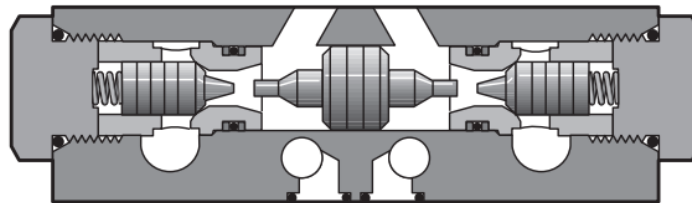


Figura 48 - Sección de una válvula antirretorno pilotada doble [39]

Sin embargo, existe una situación que las válvulas antirretornos pilotadas dobles no pueden controlar. Si existe una fuerte carga, por ejemplo, de tracción, y se desea extender el cilindro, cuando se proporcione caudal en 'B' y se pilote el antirretorno en 'A', la carga hará que se succione aceite de la toma de presión de manera incontrolada, ya que no existe ninguna limitación.

Para evitar esto, se va a utilizar una válvula *counterbalance*. Tienen la misma capacidad de sostener cargas indefinidamente que las antirretorno pilotadas doble, pero, además, permiten mover el cilindro de manera controlada sin que la carga influya.

## 4.7.2. Válvula counterbalance:

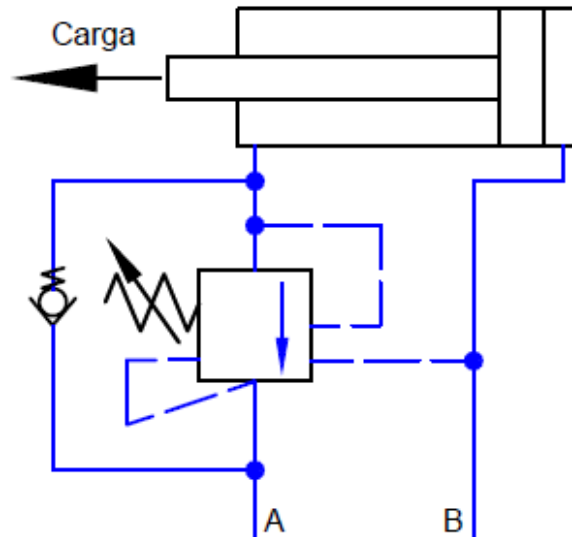


Figura 49 - Ejemplo de uso de una válvula counterbalance simple

Una válvula *counterbalance* simple está formada por una antirretorno, una limitadora de presión y varios pilotajes. La limitadora está pilotada por su propio flujo aguas arriba además de por el flujo contrario. En este ejemplo, la carga está tirando del cilindro y se desea extraerlo, en un movimiento con el mismo sentido que la fuerza externa. La carga crea una presión tanto en la cámara del vástago como en el conducto 'A'. Sin embargo, el pilotaje producido por esa presión no es suficiente para abrir la limitadora, que está tarada a un valor mayor. Cuando se desee mover el actuador, habrá que dirigir el caudal a 'B'. En un primer instante, se ha mandado caudal a 'B' pero la limitadora en 'A' sigue cerrada, por esto la presión en la cámara trasera aumentará muy rápido. Cuando esta presión aumente, el pilotaje desde 'B' añadido al que ya existía, permitirá la apertura de la limitadora, permitiendo el movimiento [40].

Si la carga intentase gobernar el cilindro, se produciría una pérdida de presión en la línea 'B', haciendo que el segundo pilotaje no fuese suficiente, cerrando la limitadora y bloqueando el cilindro. De esta manera se consigue un movimiento completamente controlado.

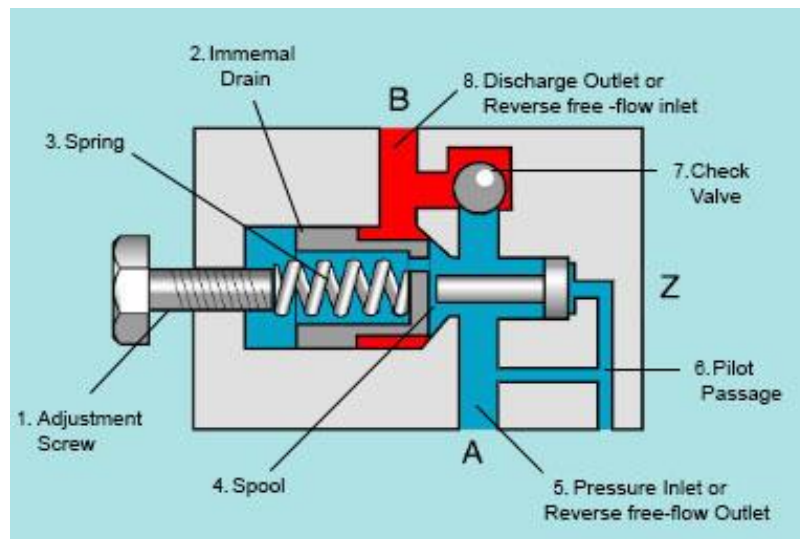


Figura 50 - Funcionamiento de una válvula counterbalance [41]

Si se desea retraer el cilindro, se manda caudal a 'A', este simplemente atravesará la válvula antirretorno sin ninguna influencia del otro sistema.

Para el ámbito de este trabajo, se necesita tener movimiento en ambos sentidos. Igualmente, la carga se puede producir en ambos sentidos. Por esto, será necesaria una válvula *counterbalance* doble.

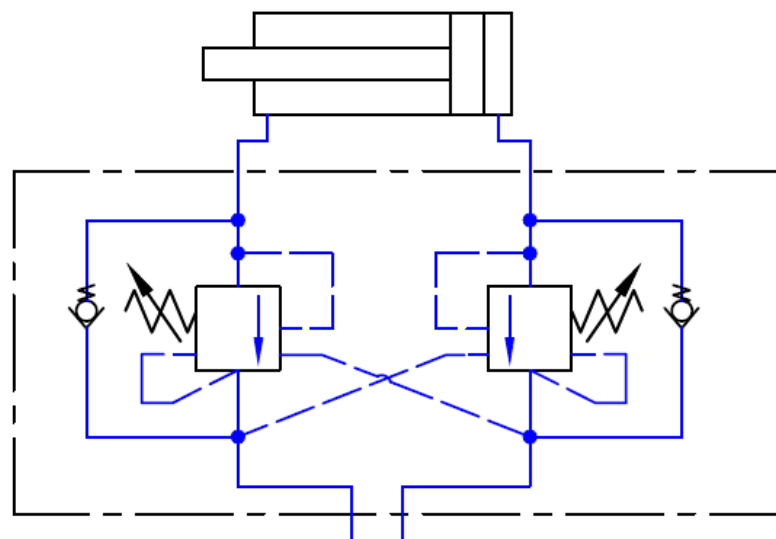


Figura 51 - Válvula counterbalance doble

#### 4.8. Depósito de fluido hidráulico:

En hidráulica, un depósito tiene diversas funciones además de almacenar el fluido hidráulico. Al estar habitualmente contruidos de materiales metálicos, como acero o aluminio, permiten evacuar el calor contenido en el fluido, el cual está causado por el funcionamiento del sistema. También permiten la sedimentación de partículas e impurezas.

Otra de las funciones del depósito es permitir el reposo del fluido. Cuando el aceite retorna después de haber hecho un ciclo, suele haber pequeñas burbujas de aire en el seno del fluido. Si se permite que el aceite repose en el depósito estas burbujas subirán a la superficie evitando que lleguen a la aspiración de la bomba.

Una regla comúnmente utilizada es estimar un volumen de aceite de entre dos y tres veces el caudal proporcionado por la bomba. En esta situación, se tiene un cilindro capaz de alojar 11,66 l en su cámara trasera, por lo que considerar un volumen de aceite de tres veces el caudal de la bomba, 16,35 l, puede ser insuficiente. Se ha de tener en cuenta, que además del volumen alojado en el cilindro, existirá aceite en todo el circuito, incluyendo tuberías y flexibles, además siempre tendrá que haber un nivel mínimo en el depósito que garantice que la bomba nunca aspirará aire. Si esto sucede, se puede llegar a producir cavitación.

Se va a considerar que un depósito que permita alojar 25 litros de aceite será suficiente para las necesidades de este sistema.



Figura 52 - Depósito fabricado en acero [42]



#### 4.9. Fluido hidráulico:

La finalidad principal del fluido hidráulico es transmitir la energía, desde las bombas hasta los actuadores. Sin embargo, también desempeña otras funciones necesarias para un correcto funcionamiento. Lo habitual es que estos fluidos tengan unas buenas propiedades de lubricación, necesarias en todos los componentes del sistema. También, tienen una capacidad de sellado de los ajustes entre metal y metal presentes en bombas, válvulas y otros elementos. Esta capacidad está determinada por su viscosidad [43].

Como ya se ha visto en las especificaciones de los apartados anteriores, los distintos elementos seleccionados tienen una viscosidad de fluido recomendada. Trabajar por debajo de esos valores implica hacerlo con un fluido muy viscoso, aumentando las pérdidas y sacrificando la eficiencia. Hacerlo por encima tampoco es deseable. Un fluido muy poco viscoso podrá fácilmente atravesar los ajustes aumentando considerablemente las pérdidas.

Para conseguir que el fluido se encuentre en estos valores óptimos se realiza un control de temperatura. En función de las necesidades, se podrán instalar sistemas de calentamiento o de refrigeración del fluido. La viscosidad también se puede modificar por medio de aditivos.

Existen muchas formulaciones para usar en oleohidráulica. La más común es el aceite mineral. Este es un derivado del petróleo. En función de donde se vaya a realizar la instalación se puede recurrir a aceites biodegradables para que las fugas no supongan un compromiso medioambiental.

Existen otros fluidos, como las formulaciones sintéticas, las emulsiones o una mezcla de agua con glicol. Estas alternativas pueden proporcionar otras características como la resistencia al fuego o mayor capacidad anticorrosión.

La norma DIN 51524 regula los fluidos hidráulicos basados en aceites minerales o hidrocarburos. Sus denominaciones son las siguientes:

- HL: Aceite mineral con aditivos anti oxidación y con protección para la corrosión.
- HLP: Además de los aditivos propios de la categoría HL, se le añaden otros contra el desgaste. Es el más utilizado actualmente.
- HVLP: Aceite HLP con un comportamiento de la viscosidad mejorado frente a cambios de temperatura.
- HLPD: Añade agentes detergentes o dispersantes a las formulaciones HLP y HVLP.

A estas denominaciones se le añade un número, el cual representa la viscosidad del fluido en  $\text{mm}^2/\text{s}$  a una temperatura de  $40^\circ\text{C}$ .

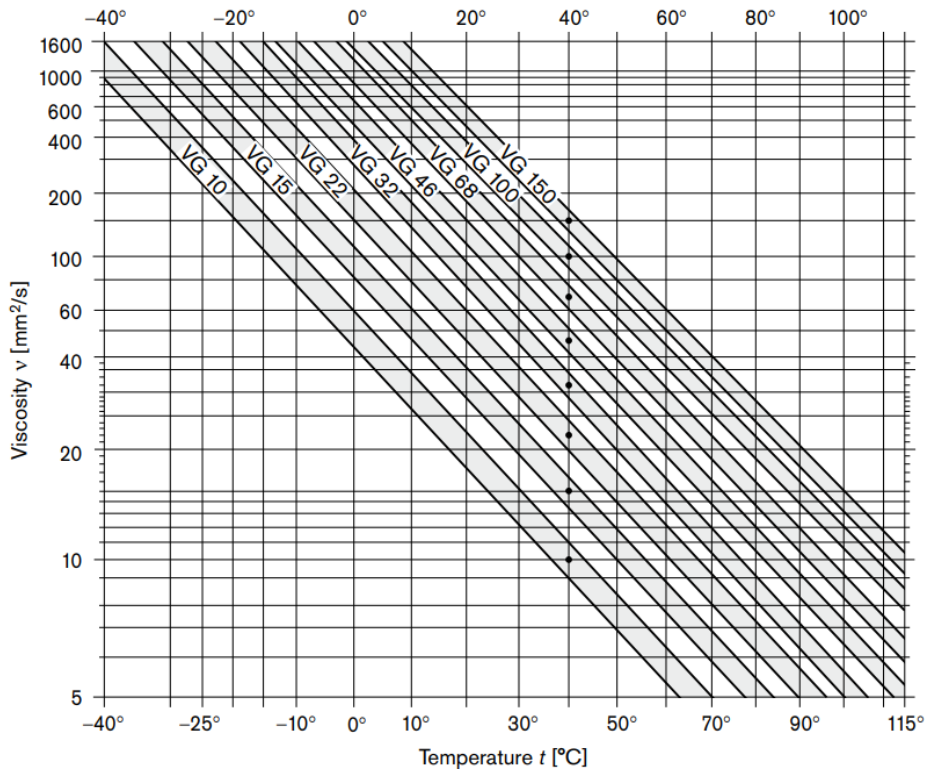


Figura 53 - Viscosidad en función de la temperatura [44]

Para la realización de este sistema se va a recurrir a un aceite HLP 32. Este proporciona un excelente compromiso entre economía y buenas propiedades de lubricación, anti corrosión y anti desgaste.

La ubicación de la instalación es desconocida, pero en el caso de que se realizase en el campo o en cualquier tipo de terreno no industrial, sería recomendable recurrir a una formulación biodegradable, como los ésteres de base sintética (HEES).

#### 4.10. Necesidades de calentamiento y refrigeración:

Tal y como se ha descrito en el apartado anterior, la viscosidad del aceite depende de la temperatura de este. Es necesario mantenerla en unos niveles adecuados para el correcto funcionamiento del sistema. Para ello se recurre a diversos sistemas.

Si se prevé que el aceite pueda estar a una temperatura demasiado baja, se instalará una resistencia eléctrica en el depósito. Si se estima que la temperatura del fluido puede sobrepasar un valor excesivo, habrá que recurrir a la instalación de un sistema para refrigerar el aceite. Estos son habitualmente intercambiadores de calor, aceite-aire o aceite-agua.



*Figura 54 - Refrigerador aceite-aire [45]*

De la Tabla 8 se conoce que la bomba seleccionada necesita una viscosidad menor de  $800 \text{ mm}^2/\text{s}$  para poder arrancar. En la Figura 53 se observa que para que un aceite HLP 32 tenga una viscosidad inferior a  $800 \text{ mm}^2/\text{s}$  deberá estar a una temperatura aproximadamente superior a  $-9^\circ\text{C}$ .

La necesidad de una resistencia va a quedar condicionada por la ubicación de la instalación. Dado que su emplazamiento va a ser en el exterior y que su arranque se realizará a primera hora de la mañana, Se deberá contemplar las temperaturas mínimas registradas en la región.



*Figura 55 - Resistencia eléctrica para instalar en depósito [46]*

La refrigeración del aceite por medio de intercambiadores no será necesaria. Se sabe que la generación de calor en el fluido es proporcional a la potencia consumida por el sistema. Aunque esta instalación sea capaz de utilizar 2080 vatios como máximo, en su funcionamiento habitual será muchísimo menor. Hay que tener en cuenta que por lo general trabajará a presiones muy bajas y que las consideraciones máximas son para situaciones muy puntuales. Además, el depósito disipa por sí mismo una gran cantidad de calor.

#### 4.11. Filtración:

La contaminación es la causante de la mayoría de los fallos en los circuitos hidráulicos. Una correcta filtración y un buen mantenimiento son fundamentales para minimizar este problema. Aunque a simple vista el fluido parezca limpio, puede contener una gran cantidad de partículas que reduzcan la vida útil de los componentes. El ojo humano puede distinguir partículas de 40  $\mu\text{m}$ , mientras que un circuito limpio no debería contener partículas mayores de 10  $\mu\text{m}$  [47].

La norma ISO 4406 regula el grado de limpieza de los fluidos hidráulicos. Esta norma consiste en un código de tres dígitos, que representan el número de partículas mayores de 4  $\mu\text{m}$ , 6  $\mu\text{m}$  y 15  $\mu\text{m}$ .

Particles per 100 ml		Scale number
More than	Up to and including	
8,000,000	16,000,000	24
4,000,000	8,000,000	23
2,000,000	4,000,000	22
1,000,000	2,000,000	21
500,000	1,000,000	20
250,000	500,000	19
130,000	250,000	18
64,000	130,000	17
32,000	64,000	16
16,000	32,000	15
8,000	16,000	14
4,000	8,000	13
2,000	4,000	12
1,000	2,000	11
500	1,000	10
250	500	9
130	250	8
64	130	7
32	64	6

20 / 18 / 15  
 > 4  $\mu\text{m}$  > 6  $\mu\text{m}$  > 14  $\mu\text{m}$

Figura 56 - Códigos de contaminación del fluido hidráulico [44]



Los filtros más habituales son los siguientes:

- Aspiración: Colocados antes de la bomba. Su función es retener partículas grandes o suciedad que se encuentra en el depósito. Su rango de filtración se encuentra entre 40 y 150  $\mu\text{m}$  aproximadamente. Suelen disponer de un sistema de *bypass*. De esta manera, si el filtro se atasca, el aceite puede circular. Así se evita la cavitación de la bomba ante un fallo del filtro. El *bypass* está fijado a una presión muy baja, aproximadamente 0,2 bar.
- Presión: Se colocan justo después de la bomba, en la impulsión. Al estar ubicados en una zona en la que el fluido ya tiene una alta presión, se pueden poner filtros más efectivos, que puedan retener partículas de entre 1 y 5  $\mu\text{m}$ . El sistema de *bypass* no es necesario. Solo son necesarios cuando se tienen componentes que necesitan un bajo grado de contaminación, como las válvulas proporcionales.
- Retorno: Colocados en las líneas de retorno que devuelven el aceite a tanque una vez que ha pasado por los actuadores. Estos filtros retienen las partículas generadas por el uso en el sistema. El rango habitual de filtración se sitúa entre 3 y 25  $\mu\text{m}$ . Suelen disponer de un *bypass* fijado en alrededor de 2 bar.

Para esta instalación no va a ser necesario un filtro de presión. Ninguno de los elementos necesita grados de pureza del aceite elevados, por lo que supondría un coste innecesario.



*Figura 57 - Filtro de aspiración [48]*

El filtro de aspiración deberá poder roscarse en la tubería de aspiración. Será de mallado metálico y con una capacidad de filtración de entre 125 y 150  $\mu\text{m}$ .

El filtro de retorno será de 25  $\mu\text{m}$ . Este valor, sin ser demasiado exigente, cumplirá con las necesidades de filtración de los componentes. Tendrá un indicador de colmataje visual. De esta manera, se podrá comprobar cuando el filtro este excesivamente sucio para poder proceder a su sustitución.



*Figura 58 - Filtro de retorno [49]*

#### 4.12. Tamaño de los conductos:

Una mala elección en los tamaños de las tuberías o latiguillos pueden comprometer la eficiencia e incluso el funcionamiento de un circuito hidráulico. Un tamaño insuficiente de conducto crea pérdidas de carga elevadas que suponen un mayor consumo. Un sobredimensionamiento supone un mayor coste de los materiales y por tanto de la inversión. Cada zona del circuito tiene unas necesidades específicas, por lo que habrá que adecuarse a ellas.

En hidráulica, se pueden distinguir tres zonas de circulación del fluido, aspiración, presión y retorno. La aspiración comprende la circulación del fluido desde el tanque hasta la entrada a la bomba. Las líneas de presión son las que contienen el fluido presurizado que ha salido de la impulsión de la bomba. Las de retorno, a veces denominadas de tanque, dirigen el fluido no presurizado de vuelta al depósito.

Existen unas recomendaciones generalizadas para una velocidad máxima del fluido en cada tipo de línea. La siguiente ecuación muestra la obtención de los diámetros mínimos a partir de la velocidad del fluido y el caudal del sistema.



$$d \text{ [mm]} = \sqrt{\frac{400 * Q \left[ \frac{l}{min} \right]}{6 * \pi * v \left[ \frac{m}{s} \right]}} \quad (13)$$

Dado que los racores y los latiguillos se comercializan en pulgadas, se escogerá el tamaño normalizado en pulgadas inmediatamente superior al diámetro obtenido. Se ha usado un caudal de 5,45 l/min que es el que proporciona la bomba. Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tipo de línea	Velocidad máxima recomendada [m/s]	Diámetro mínimo de tubería [mm]	Diámetro normalizado [pulgadas]
Línea de aspiración	1,2	9,8	1/2"
Línea de presión	3	6,2	1/4"
Línea de retorno	6,1	4,4	3/16"

Tabla 12 - Tamaño mínimo de los conductos

Se debe tener en cuenta, que existen zonas que en función del movimiento podrán ser de presión o de retorno. Estas zonas comprenden desde los puertos 'A' y 'B' hasta los actuadores. En estos casos se usará el tamaño de línea de presión, que siempre será mayor.

La línea de retorno se podría realizar también con un tamaño de 1/4". Así, se reduce la variedad de materiales necesarios, pudiendo incluso ahorrar dinero en su adquisición. Esto es porque el tamaño de 3/16" no es muy habitual y puede verse encarecido.

#### 4.13. Otros elementos:

Existen otros elementos que deberían ser considerados a la hora de realizar la instalación.

El depósito dispondrá de un tapón de llenado. Es habitual ver que estos tapones son desvaporadores, es decir, permiten el paso de un flujo de aire a través de un elemento filtrante para evitar la introducción de impurezas. Esto se realiza debido a que un aceite trabajando en ciclos de alta carga a elevadas temperaturas puede generar vapores que necesitan ser evacuados del depósito. Para esta situación concreta se puede recurrir a un tapón sencillo ya



que no se espera que el fluido vaya a alcanzar elevadas temperaturas ya que la mayor parte del tiempo se encontrará en reposo.

Un presostato o un manómetro serán necesarios para verificar el correcto funcionamiento del sistema o identificar posibles averías. Mientras que el manómetro es una solución muy económica, un presostato puede proporcionar los valores de manera digital o analógica. Si se prevé que el equipo se conectará a un PLC o cualquier otro autómatas si podría ser útil disponer de una medida continua de presión. Este elemento se colocará en la línea de presión. Después de la bomba.

También se deberá incluir algún elemento para comprobar el nivel de aceite. Este puede ser un indicador visual instalado en el depósito o una varilla puesta en el tapón.

#### 4.14. Esquema final de la instalación:

A continuación, se muestra el esquema definitivo para la instalación hidráulica. Se ha instalado un manómetro con su respectivo protector. Las líneas de trazo largo y trazo corto representan la placa base y las válvulas de tipo *sándwich*.

Se observa que la válvula limitadora de presión se encuentra dentro de la placa base. Esto es así ya que será una válvula de tipo cartucho que irá en su alojamiento. No se ha representado el sistema de *bypass* en el filtro de aspiración, aunque sí que dispondrá de él.

Las tomas de presión y retorno se han puesto en caras opuestas de la placa base. Esto es opcional, se podrían haber ubicado en la misma cara. Dependerá del espacio disponible o de necesidades específicas.

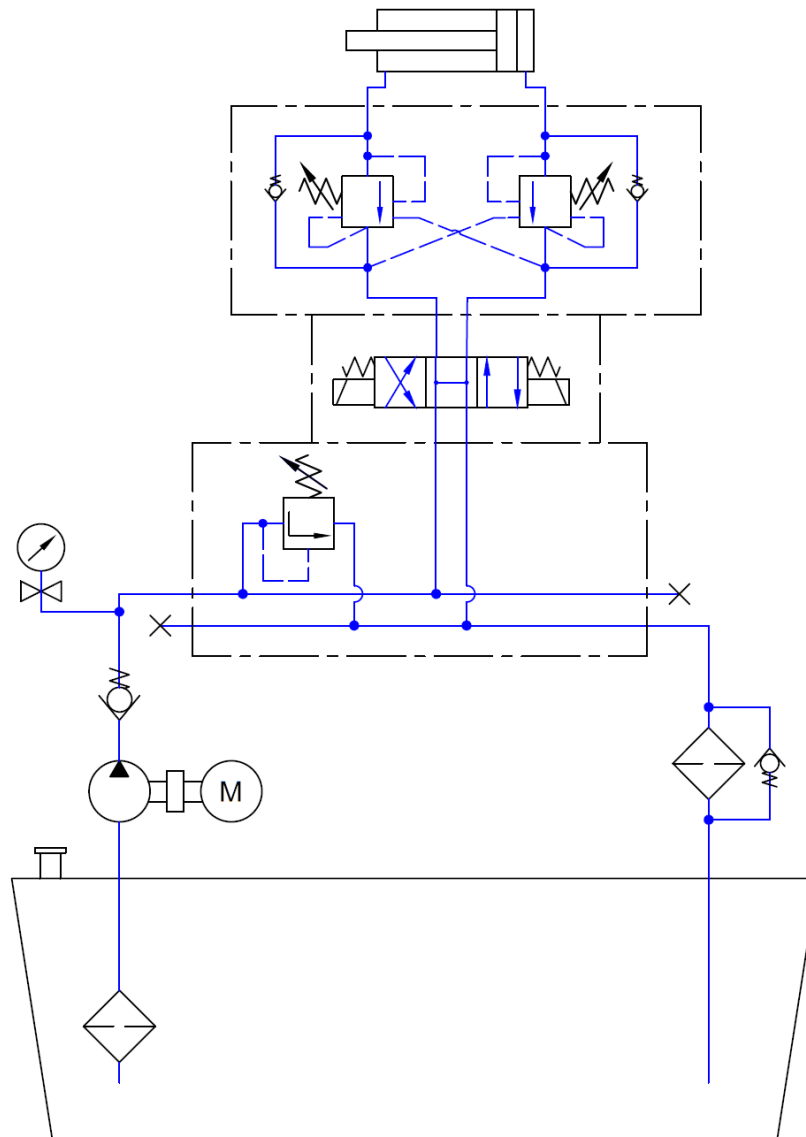


Figura 59 - Esquema final



Universidad de Valladolid

## Diseño del sistema hidráulico para un seguidor solar de un eje



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## 5. Análisis económico:

A continuación, se va a realizar un análisis económico del sistema planteado. Para ello, se elaborará un presupuesto con un importe aproximado de cada uno de los componentes.

Estos precios pueden no reflejar el valor exacto de las soluciones comerciales anteriormente propuestas, sin embargo, representan alternativas igualmente válidas.

Producto	Precio
Cilindro hidráulico DE 125/70 carrera 950 mm	662 €
Bomba hidráulica 5,5 l/min	95 €
Motor eléctrico 2,2 kW 220 V	184 €
Válvula antirretorno	6 €
Kit placa base + válvula limitadora	74 €
Válvula distribuidora 4/3 eléctrica	110 €
Válvula <i>counterbalance</i> doble	117 €
Depósito metálico 30 litros	159 €
Aceite hidráulico HLP32 - 25 litros	68 €
Filtro aspiración malla metálica	17 €
Filtro retorno 25 µm	60 €
Acoplamiento elástico	13 €
Manómetro 0-250 bar	7 €
Kit latiguillos 1/4 "	50 €

Total: 1622 €



Se obtiene un coste de 1622 €. Esto no refleja el precio final del producto. Faltaría por añadir diversos productos menores, como la tornillería, los racores o tubería rígida. Puede suponer un incremento de alrededor de 40 €. Tampoco se ha incluido el coste de la mano de obra para realizar este sistema hidráulico.

A este subtotal también habría que añadirle los impuestos correspondientes, tales como el IVA o la tasa SIGAUS, un impuesto destinado a financiar el correcto tratamiento de los aceites usados con el fin de reducir el impacto medioambiental.

Observando el precio de cada uno de los componentes se puede observar cuales influyen más en el coste final. El cilindro es, sin duda, el elemento más crítico a este respecto. Es por esto que estudios posteriores o replanteamientos deberían enfocarse en intentar buscar una forma de conseguir economizar este elemento.

También se observa que el motor eléctrico tiene un coste elevado. Para seleccionar uno más económico habría que reducir la potencia. En consecuencia, también habría que elegir una bomba más pequeña. Esto supondría una reducción de velocidad, la cual puede ser aceptable hasta cierto límite.



## 6. Alternativas:

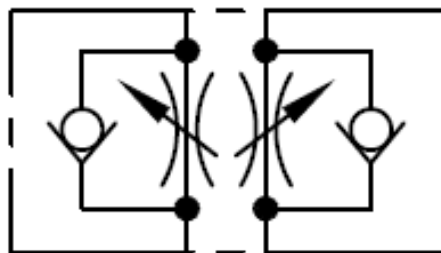
### 6.1. Replanteamiento:

A la hora de realizar este trabajo se han realizado ciertas suposiciones y se han planteado unos comportamientos que, si bien se asemejan a la realidad, no necesariamente se van a cumplir en todas las situaciones.

Teniendo esto en consideración se puede pensar en una alternativa para el funcionamiento del sistema. Esta alternativa debe satisfacer los siguientes supuestos:

- El sistema debe resistir estáticamente vientos de, como máximo, un cuarto del viento que enuncie la normativa. Si se ha supuesto que el viento ejerce una presión de 2000 Pa, entonces deberá aguantar sin moverse una presión del viento de 500 Pa.
- Para vientos mayores, se deberá permitir un movimiento autónomo del panel, orientándose este en una posición en la que el viento ejerza la menor influencia posible. Asemejándose a una veleta, se colocará en la posición más favorable. Este tipo de comportamiento se puede encontrar en documentos de seguridad de otros elementos, como las grúas.

### 6.2. Válvula reguladora de caudal doble:



*Figura 60 - Válvula reguladora de caudal doble*

Para satisfacer estas condiciones se va a recurrir a una válvula reguladora de caudal doble. Esta consiste en una sección de paso regulable que estrangula el fluido, consiguiendo limitarlo a un caudal determinado. Suelen denominarse *throttle valve*, o válvulas de aceleración [50].

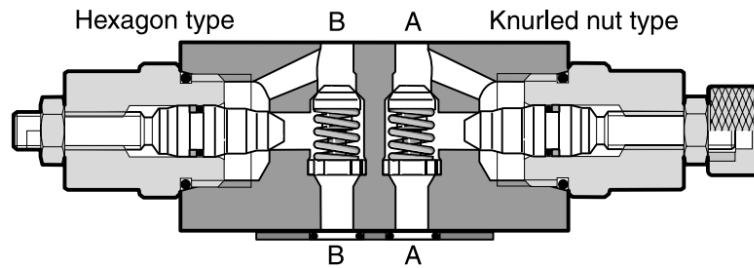


Figura 61 - Sección de una válvula reguladora de caudal doble [51]

Disponen de una válvula antirretorno interior que actúa como bypass. De esta manera la regulación del caudal se hace únicamente en una dirección. También tienen tornillos de regulación para elegir las condiciones de trabajo.

Su comportamiento se basa en que una diferencia de presión entre la entrada y la salida de la válvula provoca un caudal de aceite. Esta relación es directa, un aumento de la diferencia de presión supone un aumento del caudal.

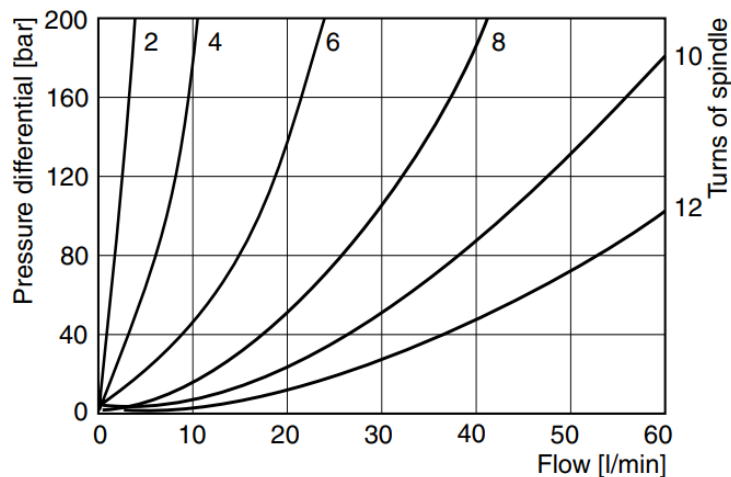


Figura 62 - Curvas características de una válvula reguladora de caudal [51]

Las curvas características muestran la relación y temperatura para un ajuste de la válvula concreta. Un número menor de vueltas del regulador suponen una sección más cerrada y una restricción mayor.

### 6.3. Solución:

Para implementar esta válvula al sistema, se debe retirar la *válvula counterbalance*, ya que sus funcionamientos en esta situación pueden ser conflictivos. Se colocará la reguladora de caudal, que será de tipo *sándwich*, en la misma posición.

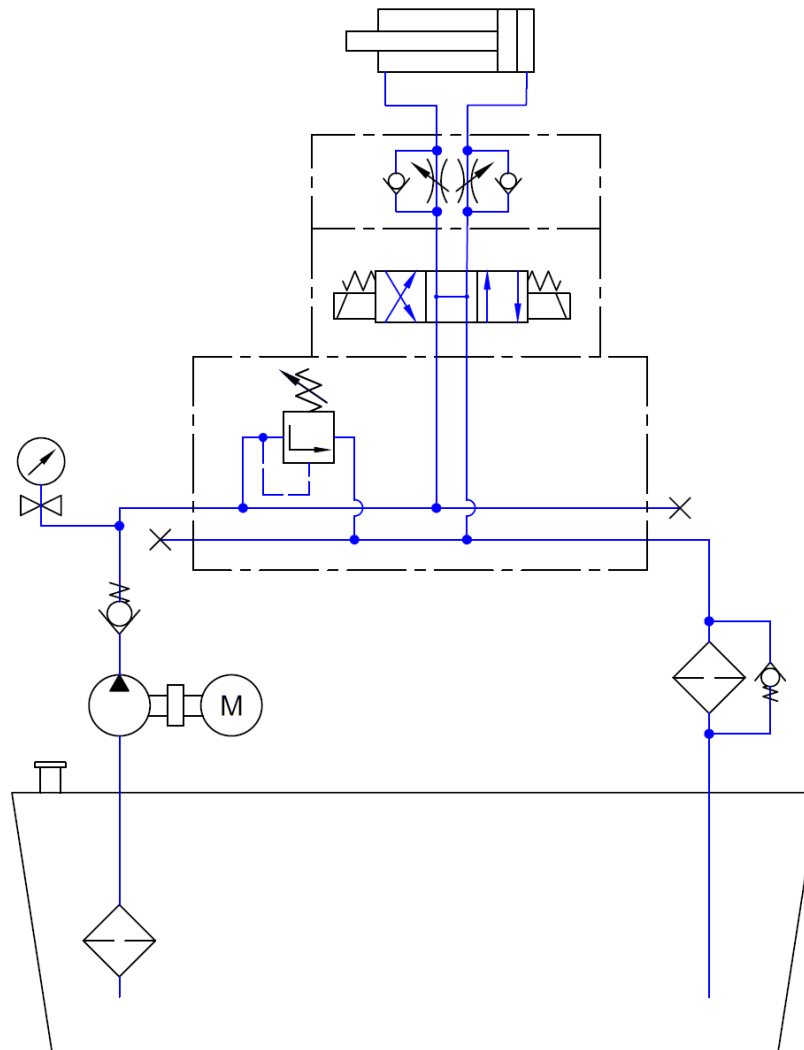


Figura 63 - Esquema hidráulico de la alternativa

Su funcionamiento, tal y como está instalada y reflejada en el esquema, es de regulación del caudal de salida, también denominado *meter out*.

Actúa de la siguiente manera. Se va a suponer que la cámara del vástago está conectada al puerto 'A' y la cámara trasera al puerto 'B'. Se supone también que hay un viento que intenta expandir el cilindro.

En esta situación, se crearía una presión en la cámara del vástago, pero como en la posición central las tomas 'A' y 'B' están conectadas con el retorno esto no se llegará a dar. Lo que sí se producirá es un movimiento, con un flujo de salida en la cámara del vástago y uno de entrada en la cámara trasera.



Estos flujos deben atravesar la válvula reguladora de caudal. El aceite que circule hacia la cámara trasera circulará por el bypass, sin sufrir ninguna regulación. El que circule de la cámara del vástago al depósito si sufre la regulación.

Tal y como se ve en la Figura 62, para una válvula bastante cerrada (pocas vueltas del tornillo de ajuste) un diferencial de presión bajo supone caudales muy pequeños o incluso nulos. Con esto se satisface la condición de que el seguidor no se mueva ante vientos pequeños. Si el viento aumenta, el diferencial de presión crecerá, aumentando el flujo de aceite y consiguiendo que el sistema se dirija a una posición en la que el viento ejerza la menor fuerza posible.

#### 6.4. Comparación con el otro sistema:

Tanto este sistema como el otro pueden ser consideradas soluciones válidas a priori. Un estudio más profundo con experimentación y un prototipo puede ser necesario para decidir qué alternativa es más adecuada.

Sobre el papel se pueden observar que las distintas características suponen ciertas ventajas e inconvenientes.

El sistema con la válvula *counterbalance* garantiza que el viento nunca dominará el movimiento del seguidor. Esta es una ventaja significativa, pues en todo momento se tendrá control del movimiento y se evitarán situaciones de riesgo.

Que el movimiento del seguidor dependa siempre del caudal proporcionado por la bomba también puede suponer un compromiso. Ante un fallo eléctrico o un malfuncionamiento de algún componente, el seguidor quedará bloqueado en la posición en la que se encuentre. Si esta posición es una con un ángulo de elevación alto, se corre el riesgo de que el sistema colapse ante un viento mayor al supuesto.

El sistema con la válvula reguladora de caudal se comportará mejor ante un fallo eléctrico, ya que el seguidor podrá posicionarse en un ángulo favorable incluso sin un caudal de la bomba. También, se consigue el efecto de veleta en situaciones de viento alto, en las que además consigue amortiguar los golpes disipando energía.

Como principal desventaja se encuentra que el viento muchas veces condicionará el movimiento del sistema. La pérdida del control total puede



llegar a suponer un compromiso en situaciones extremas. Sin embargo, la probabilidad de que esto suceda no debería ser muy elevada.

En el aspecto económico, El valor de esta válvula ronda los 100 €. Ya que la diferencia entre las alternativas propuestas solo consiste en el cambio de la válvula *counterbalance* por esta, la diferencia de precio no es un factor relevante.



Universidad de Valladolid

## Diseño del sistema hidráulico para un seguidor solar de un eje



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## 7. Líneas futuras:

Este trabajo entra dentro de un proyecto altamente multidisciplinar. Aquí, se ha realizado todo el proceso de ingeniería sobre la cinemática y la mecánica del sistema. Sin embargo, todavía está lejos de ser materialmente realizable. Quedan otros campos de estudio por investigar.

Por un lado, el que seguramente sea el más importante, el cálculo de la estructura necesaria para albergar tanto el panel como el sistema para su seguidor. Es necesario realizar un estudio para obtener una estructura segura, fiable y económicamente viable. Se puede partir de los datos y resultados de este trabajo. Se dispone de dimensiones del panel, dimensiones y puntos de anclaje del cilindro, estado de cargas, condiciones de seguridad etc. Con todo esto se podrá buscar una solución óptima.

Por otro lado, está la incógnita que plantea el movimiento del seguidor y todas sus situaciones posibles. Deberá existir un PLC, controlador o similar que se encargue del movimiento del seguidor.

Al ser la válvula distribuidora accionada eléctricamente, es sencillo operar el sistema. Sin embargo, deberá ser necesaria la coordinación entre diversos instrumentos. Un anemómetro deberá informar de las posibles condiciones desfavorables de viento para que el sistema entre en 'modo seguro'. El presostato, en caso de disponer de él, también podría proporcionar información relevante. Un sensor que indique la posición del panel puede ser otro añadido relevante. Todo esto conlleva un trabajo fundamentado en un campo completamente distinto a los anteriores.

En este trabajo, existen algunos puntos que no se han concretado, permitiendo una mayor versatilidad a la hora de materializar el seguidor. La principal es la presión ejercida por el viento. Se ha escogido un valor desfavorable que puede ser reducido en el momento en el que se disponga de una ubicación concreta.

En este caso será necesario rehacer los cálculos y adecuarlos a las necesidades, pudiendo ahorrar en los componentes. Con una menor carga por viento y manteniendo la presión de trabajo se podría reducir el brazo del cilindro y por tanto su carrera. Reduciendo su carrera también disminuyen las necesidades de caudal, pudiendo elegir una bomba y un motor inferiores. Con un cilindro menor también se necesitará menos aceite. Todo esto supone un ahorro en los componentes y en el coste de operación. Es por esto que es necesario adecuar el sistema al máximo posible a sus necesidades.



La ubicación es importante no solo por su estado de cargas, sino también por la elección de los componentes necesarios. En función del tipo de suelo se debería elegir el fluido hidráulico. Un aceite HLP será la opción más económica dentro de las alternativas de alta calidad. Sin embargo, Si el seguidor va a formar parte de un huerto solar, es previsible que este sea ubicado en el campo. Las fugas de aceite son inherentes a un sistema hidráulico, por lo que es importante actuar en consecuencia. Es por esto que un fluido biodegradable, a pesar de ser más caro, debería ser elegido en estas situaciones. No sería ético obtener una energía limpia procedente de fuentes renovables a costa de destruir un ecosistema.

Otra elección dependiente de la ubicación es la del motor eléctrico. En una situación ideal, se dispone de suministro eléctrico. En caso de que esto no sea posible, se deberá tener un respaldo de energía. El uso de generadores de gasolina o diésel son soluciones sencillas, pero serán descartadas por usar combustibles fósiles. Por esto, se deberá recurrir a la propia energía solar además de un sistema de almacenamiento. Este trabajará a una tensión de 12 V DC por lo que existen dos alternativas. Usar un motor de corriente alterna unido a un inversor, o usar un motor de corriente continua. En esta situación se debería realizar un estudio económico de las alternativas.





## 8. Conclusiones:

La viabilidad de este proyecto queda condicionada a diversos factores. El principal, la seguridad. Es necesario garantizar que todo el sistema actuará de acuerdo a las normativas correspondientes y que lo hará primando siempre la seguridad. Es posible que en fases posteriores de este desarrollo se encuentre algo que no posibilite su funcionamiento seguro. En tal caso, habría que hacer un replanteamiento.

El otro principal condicionante para su viabilidad es el aspecto económico. El análisis económico expuesto anteriormente solo refleja una parte del proyecto. A esto habría que añadir otros elementos, tales como la realización de I+D, la instalación electrónica, el sobrecoste de una estructura que permita la rotación o las labores de mantenimiento. Con todo esto, el periodo de amortización puede alargarse durante muchos años.

Sin embargo, el beneficio económico no es el único aspecto positivo que se puede extraer de este proyecto. Su realización motiva tener un producto más sofisticado, más inteligente. Se necesita el trabajo de mucha gente para lograr realizar este proyecto, lo cual es beneficioso pues crea trabajos y valor añadido.

Medioambientalmente también tiene beneficios. Un panel solar tiene una gran huella de carbono asociada, pues para su fabricación se requiere de una gran cantidad de energía. Con su instalación en un seguidor solar se conseguirá obtener mucha más energía a lo largo de la vida útil del panel, reduciendo así su impacto medioambiental. Pueden existir elementos que afecten al ecosistema, como las fugas de fluido hidráulico, pero, como ya se ha dicho anteriormente, para solucionar esto se puede recurrir a fluidos biodegradables.

El funcionamiento del sistema no ha sido completamente definido. En el diseño principal, el que incluye la válvula *counterbalance*, el movimiento depende completamente del PLC o del autómatas que se vaya a instalar. Por concepto, esta válvula solo admite movimiento cuando es la bomba la que genera un caudal. En un funcionamiento básico, la única fuente de información ante una carga elevada de viento es el anemómetro. No se sabe lo que sucede o las condiciones del circuito hidráulico.

Cabría la posibilidad de instalar dos presostatos en las utilidades 'A' y 'B'. De esta manera, se podría saber la presión en ambas cámaras del cilindro y por tanto la fuerza real que está ejerciendo el viento sobre el panel. Con esto se obtendría una lectura más precisa que dependiendo del anemómetro. Sin embargo, esta opción sigue estando condicionada por el suministro eléctrico, lo cual puede suponer un problema en condiciones anómalas.



El circuito alternativo, con la válvula reguladora de caudal no sufre este problema. Sería capaz de orientarse en una posición en la que el viento tenga la menor influencia incluso sin suministro eléctrico. Esto supone una gran ventaja en el área de la seguridad.

Estas dos opciones son diseños del circuito hidráulico. El cilindro o su configuración también admite modificación. Para su dimensionamiento se partió de unos supuestos. Primero se debería obtener valores precisos del viento en la ubicación en la que se vaya a realizar la instalación. Con esos datos se pueden continuar los cálculos.

En esta situación, se supuso que la presión más alta que puede ejercer el viento, 2000 Pa se da en los ángulos extremos, donde el brazo es más desfavorable. En la realidad no se espera que esto pueda suceder, ya que el panel no debería estar orientado en esas posiciones con vientos tan elevados. Teniendo esto en cuenta, se podría hacer un replanteamiento del cilindro hidráulico, para conseguir uno más pequeño y adecuado. Esto tendría gran influencia en el precio final, ya que el cilindro es el elemento más caro de todo el sistema hidráulico.

Un funcionamiento más realista se da en el planteamiento del circuito alternativo. Activar el 'modo seguro' cuando el viento sobrepase un cuarto de lo que dice la normativa es un procedimiento muy conservador y seguro. Sin embargo, también se debería adecuar a las condiciones específicas de su localización.

Este trabajo no es de solución única. Queda demostrado tanto en los párrafos anteriores como en los capítulos que comprenden su diseño. Otra muestra de las diversas alternativas de configuración se encuentra en la configuración del cilindro. Existen diversas formas de hacer que un cilindro hidráulico mueva un seguidor solar. En este trabajo se ha buscado la máxima sencillez. Incluso con estos razonamientos hay muchas opciones disponibles. Aquí se han elegido unas cotas que satisfacen las necesidades. Sin embargo, existen muchas otras opciones. De hecho, es probable que con un estudio más exhaustivo se pueda encontrar una posición del cilindro (cotas 'e' y 'f') que sea más favorable.

A título personal, el desarrollo de este trabajo me ha permitido aplicar muchas competencias adquiridas en el estudio del grado, además de desarrollar habilidades transversales.

Como habilidades comprendidas dentro del campo de la ingeniería destacan la capacidad de análisis, de razonamiento lógico, de representación o de síntesis, además de muchas otras. Estas competencias me fueron especialmente



necesarias en la primera fase de este trabajo, donde tuve que realizar los supuestos iniciales, los cálculos y los dimensionamientos. He usado los conocimientos aprendidos en el área de las matemáticas, de la física, de la mecánica, de los fluidos o de resistencia de materiales.

En la segunda fase de este trabajo, la elaboración del documento y la presentación, tuve que hacer uso de otras herramientas que, si bien no se aprenden explícitamente en la carrera, son igualmente necesarias a la hora de realizar cualquier estudio o trabajo técnico o de investigación. Destacan la capacidad de resumir ideas o conceptos, de redactar un texto que permita entender esas ideas, además de realizar los croquis o esquemas necesarios.



Universidad de Valladolid

## Diseño del sistema hidráulico para un seguidor solar de un eje



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## Bibliografía y Webgrafía:

- [1] Eurocódigo 1. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma?c=N0061459>
- [2] Hidráulica. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hawe.com/es-es/fluid-lexicon/hydraulics/>
- [3] A. Díez de la Cortina León. *Manual de oleohidráulica*. Ediciones Copyright, 2008.
- [4] E. Carnicer Royo. *Oleohidráulica: conceptos básicos*. Madrid: Thomson Paraninfo, 2003.
- [5] A. Crespo Martínez. *Mecánica de Fluidos*. Madrid: Thomson, 2006.
- [6] Principio de Pascal. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://quimicayalgomas.com/fisica/teorema-de-pascal-prensa-hidraulica/>
- [7] Principio de Bernoulli. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.principiode.com/principio-de-bernoulli/>
- [8] Ventajas e inconvenientes de los sistemas hidráulicos. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://whyhs.com/hydraulic-system-advantages-and-disadvantages>
- [9] *Sciende direct – hydraulic cylinder*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/hydraulic-cylinder>
- [10] Cilindros hidráulicos. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://www.hydraulic-calculation.com/es/article.php?ID=16>
- [11] Cilindros agrícolas. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://mecanizadosalcoy.es/sec\\_din/archivos/docs/1469607526MDA.pdf](https://mecanizadosalcoy.es/sec_din/archivos/docs/1469607526MDA.pdf)
- [12] Catálogo cilindros hidráulicos Mecanizados Alcoy serie MDR ISO 3320. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://mecanizadosalcoy.es/sec\\_din/archivos/docs/1469608243MDR.pdf](https://mecanizadosalcoy.es/sec_din/archivos/docs/1469608243MDR.pdf)
- [13] Cilindros ISO 6020. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.aircontrol.es/es/cilindros-hidraulicos-iso-6020-2-aircontrol/>
- [14] *Types of hydraulic pumps*. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://www.munciepower.com/company/blog\\_detail/types\\_of\\_hydraulic\\_pumps](https://www.munciepower.com/company/blog_detail/types_of_hydraulic_pumps)
- [15] Bomba de engranajes. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.svb-marine.es/es/marco-universal-and-diesel-pump.html>
- [16] *Vane pumps*. Último acceso: 17/04/2020.



- <http://www.pumpschool.com/principles/vane.php>
- [17] Bombas de paletas. Último acceso: 17/04/2020.  
[http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica9-A.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9-A.htm)
- [18] Bombas de pistones. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://machineryequipmentonline.com/hydraulics-and-pneumatics/hydraulic-pumps-and-pressure-regulationpiston-pumps/>
- [19] Science direct – Piston pump. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/piston-pump>
- [20] Bomba de pistones. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.indiamart.com/proddetail/hydraulic-piston-pump-16333758191.html>
- [21] Catálogo Bombas de engranajes Salami modelo 1.5PE. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://www.salamiespana.es/es/pompe-ad-ingranaggi-con-corpo-in-lega-d-alluminio/1-15pe.html>
- [22] Motor de corriente continua vs alterna. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.roydisa.es/archivos/2996>
- [23] Catálogo motores eléctricos monofásicos Universal Motors serie BF31D. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://motoriber.es/pg45-producto-11-iv-polos-1500-rpm-es?potcv=3&potkw=2.2&tipo=BF31D%20100%20L1%204>
- [24] Acoplamiento elástico. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.disumtec.com/campanas-y-acoplamientos/48050014-acoplamiento-elastico-gr-3.html>
- [25] Válvula antirretorno. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/check-valve>
- [26] *The importance of check valves in hydraulic systems*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.machinerylubrication.com/Read/31135/hydraulic-check-valves>
- [27] *Hydraulic relief valves*. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://www.valvehydraulic.info/valve-2/hydraulic-relief-valves.html>
- [28] *Chapter 10: directional control valves, part 1*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884209/chapter-10-directional-control-valves-part-1>
- [29] *How silt lock can destroy hydraulic valves*. Último acceso: 17/04/2020.



- <https://www.machinerylubrication.com/Read/28853/silt-lock-hydraulic>
- [30] Correderas. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.indiamart.com/proddetail/hydraulic-spool-valve-14204046797.html>
  - [31] Funcionamiento de una corredera. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://www.researchgate.net/figure/A-hydraulic-spool-valve\\_fig2\\_311311382](https://www.researchgate.net/figure/A-hydraulic-spool-valve_fig2_311311382)
  - [32] Contaminación en válvulas. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/hydraulics-at-work/article/21887213/why-hydraulic-spool-valves-stick>
  - [33] *Why spool valves stick*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicssupermarket.com/blog/all/why-spool-valves-stick/>
  - [34] Válvulas de cartucho. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.relatedfluidpower.com/products/hydraulic-cartridge-valves/>
  - [35] Catálogo MSG11-3500/UK. Válvulas de control direccional Parker. Series D1VW. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.parker.com/Literature/Industrial-Systems-Division-Europe/Catalogues/Industrial%20Valves%20UK/02/D1VW%20UK.pdf>
  - [36] válvulas CETOP. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://vincke-hydraulics.com/4VNKEH.pdf>
  - [37] Placa base vacía. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.fremontindustrialsupply.com/products/d03-hydraulic-directional-control-valve-4-station-manifold-parallel-circuit.html>
  - [38] Placas base. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.relatedfluidpower.com/products/hydraulic-manifold-systems/>
  - [39] Válvula antirretorno pilotada doble. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF\\_2013/CPOM%20UK.pdf](https://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF_2013/CPOM%20UK.pdf)
  - [40] *Understanding counterbalance valves*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21887669/understanding-counterbalance-valves>
  - [41] Válvulas *counterbalance*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://whyps.com/counterbalance-valve-guide>
  - [42] Depósito fluido hidráulico. Último acceso: 17/04/2020.



<https://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Reservoirs-Oil-Coolers/Hydraulic-Reservoirs/25-Gallon-Hydraulic-Reservoir-9-7950.axd>

- [43] *Chapter 2: hydraulic fluids*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884117/chapter-2-hydraulic-fluids>
- [44] Aceites hidráulicos. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products\\_13/product\\_groups\\_1/industrial\\_hydraulics\\_5/pdfs\\_4/re90220.pdf](https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re90220.pdf)
- [45] Refrigerador Parker. Último acceso: 17/04/2020.  
[https://www.parker.com/literature/Accumulator%20&%20Cooler%20Division%20-%20Europe/Cooler%20Literature/LAC\\_Air%20Oil%20Cooler%20with%20AC%20Motor%20for%20Industrial%20Use\\_HY10-6001.UK.pdf](https://www.parker.com/literature/Accumulator%20&%20Cooler%20Division%20-%20Europe/Cooler%20Literature/LAC_Air%20Oil%20Cooler%20with%20AC%20Motor%20for%20Industrial%20Use_HY10-6001.UK.pdf)
- [46] Resistencia eléctrica. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.sedesgroup.it/es/resistencias-tapon-roscado/>
- [47] *Book 2, chapter 9: Filtration*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884322/book-2-chapter-9-filtration>
- [48] Filtro de aspiración. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hidraflex.com/es/filtros-hidraulicos/1363-filtros-de-aspiracion>
- [49] Filtro de retorno. Último acceso: 17/04/2020.  
<http://mail.flowfitonline.com/acatalog/HF502-TANK-TOP-RETURN-FILTERS.html>
- [50] *Book 2, chapter 10: Flow control circuits*. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21884324/book-2-chapter-10-flow-control-circuits>
- [51] Válvula reguladora de caudal Parker. Último acceso: 17/04/2020.  
<https://www.parker.com/Literature/Industrial-Systems-Division-Europe/Catalogues/Industrial%20Valves%20UK/07/FM%20UK.pdf>