

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MÉCANICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA OLEO HIDRAULICO
PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA COMPUERTA
DE UNA TOLVA DE FLUJO MASICO DE 1 TON DE
CAPACIDAD EN UNA MINA DE COBRE - REGION
DE JUNÍN”**

**SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA OPTAR EL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MÉCANICO**

LUIS ALBERTO HUAMANI SAUCEDO

ELMER ZENON FABIAN ARTICA

Callao, 2019

PERÚ

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a:

A nuestros padres quienes con su amor, paciencia y esfuerzo nos han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcarnos el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está conmigo siempre.

AGRADECIMIENTO

Queremos expresar nuestra gratitud a Dios, quien con su bendición lleno siempre nuestras vidas y a toda nuestra familia por estar siempre presentes.

De igual manera mis agradecimientos a la Universidad Nacional del Callao , a toda la Facultad de Ingeniería Mecánica a nuestros profesores por su dedicación, apoyo incondicional y amistad.

Finalmente queremos expresar nuestro más grande y sincero agradecimiento al Mg. Martin Toribio Sihuay Fernandez, principal colaborador durante todo este proceso, quien con su dirección, conocimiento, enseñanza y colaboración permitió el desarrollo de este trabajo.

INDICE

TABLAS DE CONTENIDO.....	5
TABLAS DE FIGURAS.....	6
RESUMEN.....	9
ABSTRAC.....	10
INTRODUCCIÓN.....	11
I.PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	13
1.1 Descripción de la realidad problemática.....	13
1.2 Formulación del problema.....	14
1.2.1 Problema General.....	14
1.2.2 Problemas Específicos.....	14
1.3 Objetivos de la investigación.....	15
1.3.1. Objetivo general.....	15
1.3.2. Objetivos específicos.....	15
1.4 Limitantes de la investigación.....	16
1.4.1 Limitación espacial.....	16
1.4.2 Limitación temporal.....	16
1.4.3 Limitacion teórica.....	16
II.MARCO TEÓRICO.....	17
2.1. Antecedentes.....	17
2.1.1. Antecedentes Internacionales.....	17
2.1.2 Antecedentes Nacionales.....	20
2.2. Bases teóricas.....	22
2.2.1. Principio de Arquímedes.....	22
2.2.2. Principio de Pascal.....	23

2.2.3.	Principio de continuidad	24
2.2.4.	Teorías de fallas	25
2.2.5.	Criterio de la máxima energía de distorsión.....	25
2.3.	Conceptual.....	26
2.3.1.	Método de Diseño	26
2.3.3.	Ecuación de Darcy	29
2.3.3.	La Oleo hidráulica	30
2.3.4.	Sistema Oleo hidráulico.....	31
2.3.5.	Componentes del Sistema Oleo hidráulico	32
2.3.6.	La Tolva.....	70
2.3.7.	Tolvas de almacenamiento de minerales.....	70
2.4.	Definición de términos básicos.....	72
III.	HIPOTESIS Y VARIABLES	73
3.1	Hipótesis.....	73
3.1.1.	General.....	73
3.1.2.	Específicas	73
3.2	Definición conceptual de variables	74
3.2.1	. Diseño de un sistema oleo hidráulico	74
3.2.2	Accionamiento de la compuerta.....	74
3.3	Operacionalización de variables	75
IV.	DISEÑO METODOLOGICO.....	76
4.1.	Tipo y diseño de investigación	76
4.1.1.	Tipo de investigación	76
4.1.3.	Desarrollo	77
a)	Cálculos de resistencia:	80
<input type="checkbox"/>	Cálculo de fuerza de entrada del vástago: (Tracción)	80
<input type="checkbox"/>	Fuerza de salida del vástago: (Compresión)	81

b) Selección de pistón y vástago	84
□ Presión de entrada del vástago.....	85
□ Comprobación por pandeo:.....	86
□ Verificación por fluencia:	88
c) Cálculos hidráulicos.....	92
d) Selección de Bomba	105
□ Tiempos reales de salida y entrada del vástago:	107
f) Selección del motor eléctrico.....	108
□ Salida del vástago:.....	108
□ Entrada del vástago:	108
g) Selección de filtros	111
h) Selección de componentes y accesorios:.....	115
i) Selección de tanque de aceite:.....	117
4.2. Método de Investigación:	118
4.3. Población y muestra.	118
4.4. Lugar de estudio	118
4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.....	119
4.6. Análisis y procesamiento de datos	119
V. RESULTADOS	120
VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS	121
6.1. Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.....	121
6.2. Contrastación de los resultados con otros estudios similares	121
6.2.1. Contrastación de los resultados con antecedentes internacionales	
.....	121
6.2.2. Contrastación de los resultados con antecedentes nacionales.....	123
6.2.3. Responsabilidad ética de acuerdo al reglamento vigente	125
CONCLUSIONES	126

RECOMENDACIONES	128
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	129
ANEXOS	133

TABLAS DE CONTENIDO

TABLA 3. 1 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	75
TABLA 4. 1 SELECCIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS.....	85
TABLA 4. 2 CRITERIO DE SELECCIÓN DE ACEITE.....	93
TABLA 4. 3 RECOMENDACIÓN DE VELOCIDADES DEL ACEITE HIDRÁULICO EN TUBERÍAS.....	94
TABLA 4. 4 TUBERÍAS INOXIDABLES DICSA	95
TABLA 4. 5 FICHA TÉCNICA VÁLVULA DE DISTRIBUCIÓN HYTOS	100
TABLA 4. 6 FICHA TÉCNICA VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN HYTOS...	102
TABLA 4. 7 FICHA TÉCNICA DE VALVULA LIMITADORA SUN HYDRAULICS	103
TABLA 4. 8 FICHA TÉCNICA DE VALVULA CHECK SUN HYDRAULICS	104
TABLA 4. 9 PARÁMETROS DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS WEG NEMA W22.....	105
TABLA 4. 10 PARÁMETROS DE LAS BOMBAS.....	106
TABLA 4. 11 PARÁMETROS DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS WEG NEMA W22.....	110
TABLA 4. 12 SELECCIÓN DE GRADO DE FILTRACIÓN	111
TABLA 4. 13 MEDIOS DE FILTRADO	112

TABLAS DE FIGURAS

FIGURA 2. 1 LUSTRACIÓN DEL PRINCIPIO DE ARQUÍMEDES	22
FIGURA 2. 2 LUSTRACIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA	23
FIGURA 2. 3 PORCIÓN DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE FLUIDO EN EL QUE HAY VARIACIONES DE VELOCIDAD, PRESIÓN Y ELEVACIÓN.	24
FIGURA 2. 4 CURVAS DE INGENIERÍA Y DE ESFUERZO-DEFORMACIÓN UNITARIA REALES PARA MATERIALES DÚCTILES: (A) ACERO AL BAJO CARBONO; (B) ACERO RECOCIDO AL ALTO CARBONO	25
FIGURA 2. 5 GRÁFICA ESFUERZO-DEFORMACIÓN PARA EL ACERO	28
FIGURA 2. 6 APLICACIONES DE LA OLEO HIDRÁULICA	30
FIGURA 2. 7 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA.....	31
FIGURA 2. 8 CIRCUITO HIDRÁULICO BÁSICO	32
FIGURA 2. 9 BOMBA MANUAL SIMPLE EFECTO.....	35
FIGURA 2. 10 BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS	36
FIGURA 2. 11 BOMBA DE LÓBULOS	37
FIGURA 2. 12 BOMBA DE TORNILLO	37
FIGURA 2. 13 BOMBA DE SEMILUNA.....	38
FIGURA 2. 14 BOMBA GEROTOR.....	39
FIGURA 2. 15 BOMBA DE PALETAS.....	40
FIGURA 2. 16 BOMBA DE PISTONES AXIALES	41
FIGURA 2. 17 BOMBA DE PISTONES RADIALES	42
FIGURA 2. 18 BOMBA DE PISTONES OSCILANTES	42
FIGURA 2. 19 BOMBA A ENGRANAJES	43
FIGURA 2. 20 IDENTIFICACIÓN DEL SENTIDO DE GIRO DE UNA BOMBA A ENGRANAJES	45
FIGURA 2. 21 MOTOR DE INDUCCION	47
FIGURA 2. 22 COMPARACIÓN ENTRE EL PRINCIPIO DE CORREDERA Y DE ASIEN TO	49
FIGURA 2. 23 VÁLVULA 4/3 CON RECIRCULACIÓN P-T Y ACCIONAMIENTO POR PALANCA.....	51

FIGURA 2. 24 ELECTROVÁLVULA 4/3 CON POSICIÓN CENTRAL CONECTANDO VÍAS A Y B A TANQUE.....	51
FIGURA 2. 25 PÉRDIDA DE CARGA EN LA VÁLVULA FIGURA 23.....	52
FIGURA 2. 26 PERDIDA DE CARGA EN LA VÁLVULA FIGURA 24.....	52
FIGURA 2. 27 VARIACIÓN DE UNA VÁLVULA 4/3 EN FUNCIÓN DE LAS DIFERENTES CORREDERAS.....	53
FIGURA 2. 28 VÁLVULA ANTIRRETORNO	54
FIGURA 2. 29 VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN O DE SEGURIDAD	55
FIGURA 2. 30 PÉRDIDAS DE CARGA DE UNA VÁLVULA DE SEGURIDAD CON DIFERENTES TARADOS.....	56
FIGURA 2. 31 VÁLVULA CON INFLUENCIA DE LA VISCOSIDAD.....	57
FIGURA 2. 32 TIPOS DE FILTROS SEGÚN SU COLOCACIÓN.....	58
FIGURA 2. 33 FILTRO DE SUCCIÓN DE LA BOMBA.....	59
FIGURA 2. 34 FILTRO DE IMPULSIÓN O DE PRESIÓN	60
FIGURA 2. 35 FILTRO DE RETORNO	61
FIGURA 2. 36 FILTRO DE PRELLENADO.	62
FIGURA 2. 37 TANQUE HIDRÁULICO.....	64
FIGURA 2. 38 CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.....	65
FIGURA 2. 39 CILINDRO DE DOBLE EFECTO	66
FIGURA 2. 40 CILINDRO DE DOBLE VÁSTAGO	66
FIGURA 2. 41 CILINDRO CIEGO	67
FIGURA 2. 42 CILINDRO TELESCÓPICO	67
FIGURA 2. 43 CILINDRO DE CABLE	68
FIGURA 2. 44 CILINDROS EN TÁNDEM	69
FIGURA 2. 45 TOLVA PARA MINERAL	70
FIGURA 4. 1 ESQUEMA HIDRÁULICO DE ACCIONAMIENTO DE COMPUERTA	77
FIGURA 4. 2 ESQUEMA DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN Y ACTUADORES HIDRÁULICOS	78
FIGURA 4. 3 ESQUEMA DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN DE ROCAS.	79

FIGURA 4. 4 ESQUEMA DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN AL DESVIAR EL FLUJO DE ROCAS	80
FIGURA 4. 5 DCL DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN ENTRADA	81
FIGURA 4. 6 DCL DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN SALIDA	82
FIGURA 4. 7 ROTACIÓN DE COMPUERTA DE DESVIACIÓN	83
FIGURA 4. 8 DCL DE LA COMPUERTA DE DESVIACIÓN	84
FIGURA 4. 9 DCL DE LA COMPUERTA PARA LA COMPROBACIÓN DE PANDEO	86
FIGURA 4. 10 LONGITUD DE PANDEO SEGÚN EL TIPO DE CARGA APLICADA.	87
FIGURA 4. 11 DCL DE COMPUERTA PARA LA VERIFICACIÓN POR FLUENCIA	88
FIGURA 4. 12 DCL DEL VÁSTAGO PARA VERIFICAR LA FLUENCIA	89
FIGURA 4. 13 CORTE DE CILINDRO PARA VERIFICAR LA FLUENCIA EN EL TUBO	91
FIGURA 4. 14 TENDIDO DE TUBERÍAS HIDRÁULICAS	96
FIGURA 4. 15 GRAFICAS VISCOSIDAD – TEMPERATURA SHELL TELLUS S2.....	97
FIGURA 4. 16 COEFICIENTE DE PERDIDA PARA CODOS	98
FIGURA 4. 17 CURVAS DE PÉRDIDAS DE CARGA PARA VALVULA DE DISTRIBUCIÓN HYTOS	101
FIGURA 4. 18 CURVAS DE PÉRDIDAS DE CARGA PARA VALVULA DE ESTRANGULADORA HYTOS.....	102
FIGURA 4. 19 CURVAS DE PERDIDAS DE PRESIÓN VALVULA SUN HYDRAULICS CXBA	104
FIGURA 4. 20 CURVAS DE CAÍDA DE PRESIÓN PARA FILTRO DE SUCCIÓN HF 410	113
FIGURA 4. 21 CURVAS DE CAÍDA DE PRESIÓN PARA FILTRO DE RETORNO HF 554-20.....	114
FIGURA 4. 22 ESQUEMA DE HIDRÁULICO DE MANIFOD	115
FIGURA 4. 23 DISTRIBUIDOR IM EN 3D.....	116

RESUMEN

El presente proyecto de tesis estuvo enfocado al diseño de un sistema oleo hidráulico para el accionamiento de la compuerta de una tolva de flujo másico de 1 tonelada de capacidad , para ello se realizo una evaluación de la zona donde ira instalado el equipo así como la definición de los parámetros básicos por parte de los solicitantes , se definieron de manera clara los objetivos y los problemas con el fin de determinar una correcta metodología para alcanzar el correcto diseño del sistema óleo hidráulico . Se siguió una serie de pasos respecto al diseño, entre ellos principios de criterios de esfuerzos, ecuación de continuidad, cálculo del Reynolds, pérdidas en tuberías, cálculo oleo hidráulico, selección del tipo de tubería, diámetros de tubería, accesorios en las líneas, tipo de aceite y calidad del mismo, con el fin de asegurar el correcto funcionamiento y operación en campo de este sistema óleo hidráulico.

El presente proyecto tuvo como finalidad encontrar una solución a un problema en la industria nacional, es por ello que el trabajo se centra en realizar un óptimo diseño que ayude a solucionar y contribuir con la solución de este problema.

ABSTRAC

This thesis project was focused on the design of a hydraulic oil system for the operation of the gate of a mass flow hopper of 1 ton capacity, for this purpose an evaluation of the area where the equipment would be installed as well as the definition was carried out. of the basic parameters by the applicants, the objectives and problems were clearly defined in order to determine a correct methodology to achieve the correct design of the hydraulic oil system.

A series of steps were followed regarding the design, including principles of stress criteria, continuity equation, Reynolds calculation, losses in pipes, hydraulic oil calculation, selection of pipe type, pipe diameters, line fittings, type of oil and its quality, in order to ensure the correct operation and field operation of this hydraulic oil system.

The purpose of this project was to find a solution to a problem in the national industry, which is why the work focuses on making an optimal design that helps solve and contribute to the solution of this problem.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad existe la necesidad de mejorar los procesos industriales, así mismo existe la necesidad de implementar maquinaria con accionamiento, mecánico ,hidráulico , eléctrico , en la industria nacional con el fin de facilitar los trabajos en los procesos en las diversas áreas , esta tesis tiene como finalidad aumentar la capacidad productiva ; el problema se produjo al aumentar una línea más de procesamiento como parte de la ampliación minera, nuestro diseño tiene la finalidad que mediante un sistema óleo hidráulico, podremos accionar una compuerta que cambie el flujo del mineral ,de esta manera distribuirlas en dos líneas de procesamiento.

Actualmente las empresas mineras del país buscan mejorar su tiempo de producción, en el transcurrir de los años siempre se ha buscado mejorar los procesos, hasta el día de hoy mientras la tecnología y el conocimiento de aplicación avanza se pueden obtener los resultados deseados.

El principal objetivo de nuestro proyecto de tesis es el diseñar un sistema oleo hidráulico que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva rectangular de 1 tonelada de capacidad de almacenamiento en una mina de cobre en la región Junín.

Lo que se busca mediante este diseño del sistema óleo hidráulico es aumentar la capacidad de producción de mineral alimentando nuevas líneas en la planta concentradora, beneficiando principalmente a la empresa minera, esta ampliación genera mayores utilidades y así mismo ayuda de manera indirecta a la comunidad ubicada en el departamento de Junín. El contenido de nuestra tesis referida al capítulo 1 está comprendida por el planteamiento del problema , el cual menciona sobre la determinación del problema mencionando ,como ha sido el proceso del avance de la explotación de las mineras en el transcurrir del tiempo , la formulación del problema general que cuestiona ,cómo diseñar el sistema óleo hidráulico que nos permita el accionamiento de una compuerta de

tolva de 1Ton de capacidad de almacenamiento en una mina de cobre en la región Junín , así mismo los objetivos de la investigación que es el diseño del sistema oleo hidráulico como fin de la investigación , en el capítulo 2 presentamos al marco teórico aquí mencionamos antecedentes de nuestro proyecto a presentar con el fin de obtener experiencias antes realizada, así mismo tener un marco teórico claro con términos básicos del diseño a realizar ,en el capítulo 3 se hace referencia a las hipótesis, donde se menciona las hipótesis general que es lo que queremos demostrar y las hipótesis específicas, nuestra variable independiente es diseño de un sistema óleo hidráulico , así mismo mencionamos la variable dependiente es el accionamiento de la compuerta , en la operacionalización de las variables mencionamos las varias , las dimensiones y los indicadores de las mismas ,en el capítulo 4 se señala el diseño metodológico , diseño de investigación , la población entre otros , en el capítulo 5 se mencionan los resultados con relación a nuestros objetivos relacionados a determinar los parámetros básicos , diseño de los actuadores así como de las tuberías y la selección adecuada de los componentes del sistema oleo hidráulica , en el capítulo 6 se menciona la discusión de resultados relacionados a la contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados así como la contrastación de los resultados con otros estudios similares tanto nacionales como internacionales , luego de ello se mencionan tanto las conclusiones como las recomendación y por último se mencionan las referencias bibliográficas.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

En los últimos 20 años la producción del cobre presenta una notoria tendencia al alza, casi duplicándose de 1998 al 2018, lo cual provocó una gran competencia por la producción de este metal a nivel internacional. Asimismo en la actualidad el Perú es uno de los principales productores de cobre ocupando el segundo en el Ranking (fuente: International Copper Study Group), teniendo como principal competencia a Chile, el cual ocupa el 1er puesto y para lograr competir en el mercado internacional las empresas buscan ser más eficientes reduciendo costos y pérdidas, utilizando nuevos procedimientos y tecnología para lograrlo.

El problema principal de la planta concentradora actualmente es que no está cubriendo la demanda nacional e internacional debido al bajo índice de producción que actualmente cuenta, eso se ha visto reflejado en la exportación de los diversos tipos de mineral, al no poder cubrir la demanda nacional e internacional ha ido siendo lentamente desplazado por la competencia.

Al observar esto la minera está tomando la decisión de construir otra planta partiendo desde el mismo punto de chancado, quiere decir que desde la chancadora se canalizara a dos puntos de acopio, uno ya existente y al nuevo que irán a construir, sin embargo actualmente se cuenta con una planta chancadora que solo abastece a un punto de acopio, es por ello que se propone diseñar una tolva con una compuerta de flujo másico con el objetivo de direccionar el flujo al punto actualmente existente y al nuevo punto de acopio que construirán requerido para la producción respectivamente, de esta manera los índices de producción sean superiores a los ya existentes.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema General

- ¿Cómo diseñar el sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo másico de 1Ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín?

1.2.2 Problemas Específicos

- ¿Cómo determinar los parámetros básicos de diseño que permita seleccionar la metodología del diseño del sistema oleo hidráulico para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín?
- ¿Cómo diseñar los actuadores hidráulicos y tuberías del sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín?
- ¿Cómo seleccionar los componentes del sistema óleo hidráulico que permita su adecuado funcionamiento para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1. Objetivo general

- Diseñar un sistema oleo hidráulico que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo másico de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar los parámetros básicos de diseño que nos permita seleccionar la metodología del diseño del sistema oleo hidráulico para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo másico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región.
- Diseñar los actuadores hidráulicos y tuberías del sistema oleo hidráulico, que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva rectangular de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.
- Seleccionar los componentes del sistema oleo hidráulico que permitirá su adecuado funcionamiento para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo másico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1 Limitación espacial

Según (Guía para realizar investigaciones sociales, 2006 pág. 73) establece los límites espaciales de la investigación difícilmente un fenómeno social podría estudiarse en todo el ámbito en el que se presenta, por lo que debe señalarse el área geográfica (región, zona, territorio) que comprende la investigación.

Lugar:

Mina de cobre en el distrito de Morococha- Línea Chancadora primaria

Provincia:

Yauli

Departamento:

Junín

1.4.2 Limitación temporal

Según (Guía para realizar investigaciones sociales, 2006 pág. 73) se debe de fijar los límites temporales de la investigación, ya que el interés puede radicar en analizar el problema durante un periodo determinado o en conocer sus variaciones en el transcurso del tiempo.

Se identificó el problema de pérdidas en el año 2019, de esta manera se inició nuestra investigación en el año 2019.

1.4.3 Limitación teórica

Según (Guía para realizar investigaciones sociales, 2006 pág. 73) indica que los límites teóricos del problema mediante su conceptualización, o sea, la exposición organizada de las ideas y conceptos relacionados con el problema, comenzando por aquellos de mayor importancia para la comprensión científica del problema.

- Normas de Ingeniería
- Diseño de sistema oleo hidráulicos
- Accionamiento de compuerta
- Política de la empresa

II.MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

2.1.1. Antecedentes Internacionales

(FLORES CAYANCELA, y otros, 2014) mediante la tesis “Diseño y construcción de un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada” el cual tuvo como objetivo general el de diseñar y construir un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada.

Obteniendo como conclusiones que se determinó las cargas necesarias para el diseño y construcción del brazo oleo hidráulico que son las siguientes: Carga de puntuales (reacciones), Momento de fricción, Momento estático, Momento de inercia así mismo determinó la estructura del brazo oleo hidráulico. Se seleccionó todos los elementos mecánicos que forman parte del brazo oleo hidráulico estos son, Brazo principal ,Base , Eje principal , Pernos de anclaje , Pasadores, Mecanismo de giro por otro lado seleccionó los elementos oleo hidráulicos considerando la presión de funcionamiento y las cargas a la que está sometida la estructura en base, con estos parámetros tenemos: , Motor hidráulico , Bomba hidráulica ,Cilindro hidráulico y Válvulas, así mismo realizaron las pruebas de fiabilidad del brazo oleo hidráulico, donde se observó un buen funcionamiento y no se registró ninguna deformación estructural. Respecto al sistema oleo hidráulico no existieron fugas de aceite en cañerías y conexiones, el motor y la bomba funcionaron correctamente.

(RUIZ GATICA, 2009) mediante su tesis “Diseño e implementación de experiencias de laboratorio en banco de prueba oleo hidráulico, el cual tuvo como objetivo general fue el de diseñar una ampliación para el Banco Oleo hidráulico, recientemente adquirido por la Facultad de Ciencias de Ingeniería, donde se consideren elementos como plc, pantallas de visualización, bombas de paletas, de pistones y elementos de control.

El cual obtuvo como conclusiones del estudio del banco de prueba oleo hidráulico, se desarrolló un manual de operación y funcionamiento, el cual buscará entregar una herramienta de ayuda al alumno. Asimismo, debido al estudio realizado sobre el funcionamiento del banco de prueba y sus componentes, se han podido desarrollar catorce experiencias, seis de las cuales son controladas manualmente, y las restantes son controladas en forma semi – automática y automática. Cabe señalar que el banco de prueba admite más posibilidades de experiencias que el alumno podrá desarrollar en la medida que se interese y familiarice con el banco de prueba.

(FLORES ROLDAN, 2004) es su tesis, “Guía para el control de contaminación de un fluido en los sistemas oleo-hidráulicos en su trabajo de graduación”, el cual tuvo como objetivo general fue desarrollar una guía para implementar un programa de “control de contaminación” como una herramienta de mantenimiento para sistemas hidráulicos. Con esta información, el mantenimiento mecánico puede modernizar sus tareas al utilizar tecnología a su alcance.

Llegando a la conclusión que los niveles de contaminación de partículas es una herramienta de diagnóstico muy importante para valorar el rendimiento de los filtros y la condición de los sistemas hidráulicos. A través de la guía de control de contaminación, se facilitan los trabajos de mantenimiento para los sistemas hidráulicos, ya que éste proporciona un claro panorama de las condiciones de funcionamiento de dichos sistemas. La tecnología de los laboratorios de análisis de aceite, se convierte en la herramienta que el mantenimiento mecánico necesita para perfeccionar sus técnicas y conocimientos de monitoreo. La contaminación de partículas según norma ISO 4406, es definitivamente un aspecto muy importante que requiere especial atención, ya que al ser ignorada ocasiona problemas continuos resultado de los diferentes tipos de

desgaste mecánico. El conocimiento científico y técnico facilita al departamento de mantenimiento mecánico a solucionar los problemas de desgaste y contaminación, ya que con un personal calificado se puede lograr un control de las condiciones de operación de los sistemas hidráulicos, conocer el estado del aceite, los contaminantes, extender la vida de servicio del equipo, etc.

2.1.2 Antecedentes Nacionales

(SINCHE ENCALADA , 2018) mediante su tesis “Metodología de cálculo de un sistema de compuerta de obras hidráulicas de captación”, el cual tuvo como objetivo general de desarrollar una metodología con una lógica y procedimiento sencillo que puede ser utilizado tanto por personal técnico como de ingeniería.

Llegando a la conclusión que se determinaron en forma general los requerimientos hidráulicos, geográficos y funcionales que nos permitieron determinar con mucha precisión las condiciones medioambientales y operativas para el sistema propuesto, a través del desarrollo de la tesis se seleccionó la compuerta que reúne las condiciones más adecuadas, se diseñó la compuerta y sus elementos constituyentes completamente ,tal como se ha evidenciado luego de efectuar los cálculos del caso, se determinaron las condiciones del conjunto de izaje que incluyen la bomba hidráulica, el depósito líneas y cilindros hidráulicos, así como el sistema de control

(QUISPE SALAS, 2008) mediante su tesis “Diseño del sistema de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 hp” ,el cual tuvo como objetivo general fue de diseñar y construir un sistema de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 HP, que reemplace al sistema de transmisión mecánica original, de tal manera que el mantenimiento sea económica y más rápida, logrando a su vez poder aumentar la capacidad de producción del equipo y terminar con las constantes paradas que ocasiona el sistema original a la Planta N° 1 de chancado de mineral.

El cual indica que llego a las siguientes conclusiones, las constantes fallas por rotura de componentes, desalineamiento de ejes, falla de rodajes del sistema antiguo, contribuyeron a disminuir la disponibilidad de planta como la confiabilidad del equipo, por lo que se decidió diseñar este sistema que es materia de estudio de esta tesis , después de analizar las constantes fallas y tomando en cuenta la necesidad de la parte operativa

de aumentar la capacidad de producción del equipo, es necesario cambiar el sistema de transmisión mecánico, por un sistema, que tenga la capacidad de poder aumentar el número de estrobadas y a la vez pueda detectar minerales de gran tamaño que puedan producir atoros de chancadora o roturas de componentes, los costos de mantenimiento del sistema nuevo (S/. 5229.6) representan un 4% del costo de mantenimiento del sistema mecánico (S/. 128964), lo cual es muy significativo, los costó total del sistema diseñado es S/. 210941.13 y se puede recuperar en 3 meses con 9 días, lo cual es un tiempo muy aceptable. Después de ese tiempo aumentaría las ganancias de la empresa.

(DOMINGUEZ Peche, 2017), mediante la tesis “Diseño de una Prensa Hidráulica de 40 Toneladas de Capacidad para Procesos de Deformación Plástica” el cual tuvo como objetivo el de diseñar una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica , Identificar los elementos que formarán parte de una prensa hidráulica versátil de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica se determinaron las características estructurales de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica, se determinó las características del sistema hidráulico para una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.

Obteniendo como conclusiones el correcto diseño de los actuador (cilindro hidráulico), conectores, bomba hidráulica, tanque hidráulico, válvulas y manómetro ,se ha determinado las características del sistema hidráulico: 198,36 Bar de presión y $5,234 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ de caudal que requieren: un cilindro hidráulico de diámetro interior 200 mm y diámetro exterior 260 mm, un tanque de 0,40 m x 0,40m x 0,5m, conectores - manguera SAE 100R12 y una bomba de 17,6 HP que cumplen con las condiciones de suministrar 40 toneladas.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Principio de Arquímedes

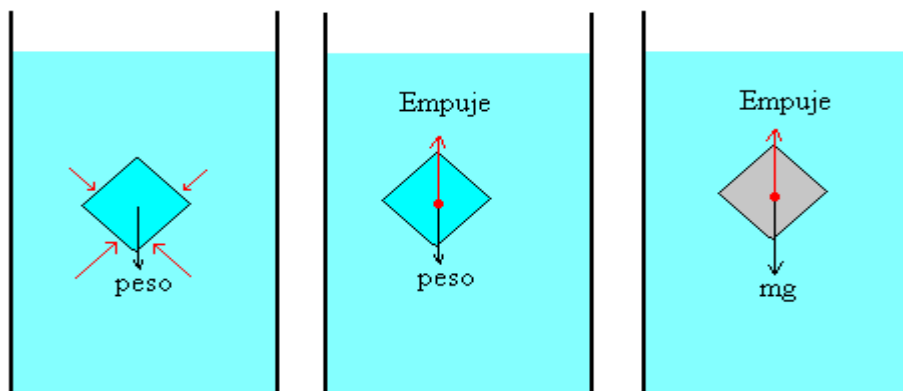
El principio de Arquímedes nos indica que “Todo cuerpo sumergido dentro de un fluido experimenta una fuerza ascendente llamada empuje, equivalente al peso del fluido desalojado por el cuerpo”.

Cuando un cuerpo se sumerge en un líquido se observa que éste ejerce una presión vertical ascendente sobre él. Lo anterior se comprueba al introducir un trozo de madera en agua; la madera es empujada hacia arriba, por ello se debe ejercer una fuerza hacia abajo si se desea mantenerla sumergida. De igual forma, hemos notado que al introducimos en una alberca sentimos una aparente pérdida de peso a medida que nos aproximamos a la parte más honda, comenzando a flotar debido al empuje recibido por el agua.

El empuje que reciben los cuerpos al ser introducidos en un líquido fue estudiado por el griego Arquímedes (287-212 a.C.), quien además se destacó por sus investigaciones realizadas sobre el uso de las palancas, la geometría plana y del espacio, y su teoría sobre los números (PÉREZ Montiel, 2000 p. 273).

Figura 2. 1

Ilustración del principio de Arquímedes.



Fuente: www.sc.ehu.es

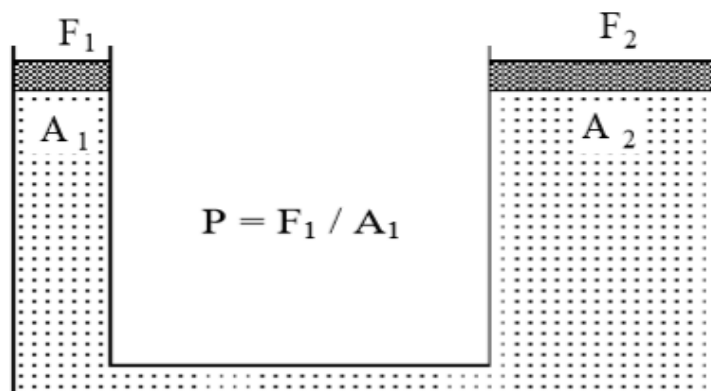
2.2.2. Principio de Pascal

El principio de Pascal nos indica: “Toda presión que se ejerce sobre un líquido encerrado en un recipiente se transmite con la misma intensidad a todos los puntos del líquido y a las paredes del recipiente que lo contiene.” Sabemos que un líquido produce una presión hidrostática debido a su peso, pero si el líquido se encierra herméticamente dentro de un recipiente puede aplicársele otra presión utilizando un émbolo; dicha presión se transmitirá íntegramente a todos los puntos del líquido. Esto se explica si recordamos que los líquidos, a diferencia de los gases y sólidos, son prácticamente incompresibles. Esta observación fue hecha por el físico francés Blaise Pascal (1623-1662), quien enunció el siguiente principio que lleva su nombre.

La prensa hidráulica es una de las aplicaciones del principio de Pascal. Consta esencialmente de dos cilindros de diferente diámetro, cada uno con su respectivo émbolo, unidos por medio de un tubo de comunicación. Se llenan de líquido el tubo y los cilindros, y al aplicar una fuerza en el émbolo de menor tamaño la presión que genera se transmite íntegramente al émbolo mayor. Al penetrar el líquido en el cilindro mayor, que está unido a una plataforma, empuja el émbolo hacia arriba. (PÉREZ Montiel, 2000 p. 273)

Figura 2. 2

Ilustración de la prensa hidráulica.



Fuente: Oleo hidráulica básica – Diseño de circuitos

2.2.3. Principio de continuidad

El método de cálculo de la velocidad de flujo en un sistema de ductos cerrados depende del principio de continuidad.

Considere el conducto de la figura N°3. Un fluido circula con un flujo volumétrico constante de la sección 1 a la sección 2. Es decir, la cantidad de fluido que circula a través de cualquier sección en cierta cantidad de tiempo es constante. Esto se conoce como flujo estable. Por ello, si entre las secciones 1 y 2 no se agrega fluido ni se almacena o retira, entonces la masa de fluido que circula por la sección 2 en cierta cantidad de tiempo debe ser similar a la que circula por la sección 1. Esto se expresa en términos del flujo másico así:

$$M_1 = M_2$$

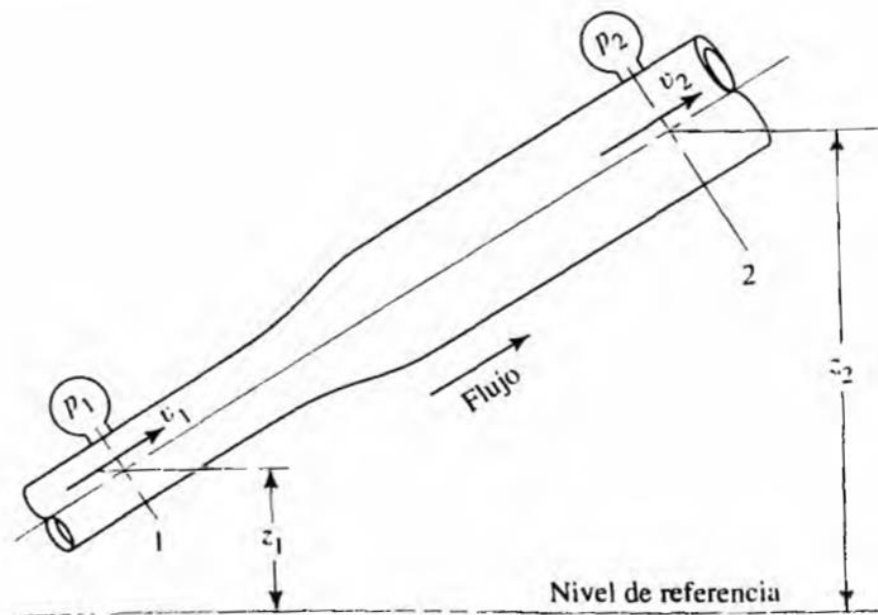
o bien, debido a que $M = \rho Av$, tenemos:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$$

La ecuación es el enunciado matemático del principio de continuidad y se le denomina ecuación de continuidad. Se utiliza para relacionar la densidad de fluido. (MOTT, 2006 pág. 156)

Figura 2. 3

Porción de un sistema de distribución de fluido en el que hay variaciones de velocidad, presión y elevación.



Fuente: Mecánica de fluidos (MOTT, 2006 pág. 156)

2.2.4. Teorías de fallas

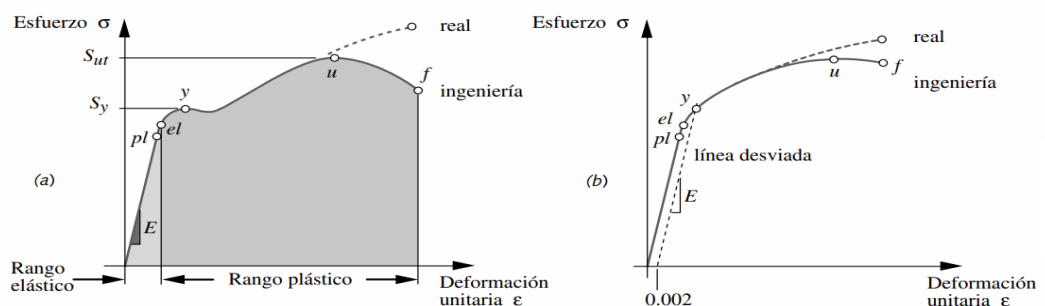
La falla es la pérdida de función de un elemento tanto por deformación (fluencia) como por separación de sus partes (fractura). Los mecanismos de falla dependen de la estructura microscópica del material y de la forma de sus enlaces atómicos. Para predecir la falla de materiales bajo cargas estáticas (se considera carga estática a aquella que no varía su magnitud ni dirección en el tiempo) y poder hacer diseños de elementos de máquinas confiables se han desarrollado varias teorías para grupos de materiales, basándose en observaciones experimentales. (L. Norton, 2011 pág. 173)

2.2.5. Criterio de la máxima energía de distorsión

Una pieza falla si cede y se distorsiona lo suficiente como para no funcionar adecuadamente. Una pieza también falla cuando se fractura y se parten. Cualquiera de estas condiciones es una falla, pero los mecanismos que las causan llegan a ser muy diferentes. Sólo los materiales dúctiles pueden ceder de manera significativa antes de fracturarse. Los materiales frágiles se fracturan sin cambiar su forma drásticamente. Las curvas de esfuerzo-deformación de cada tipo de material reflejan tal diferencia, como se observa en la figura 1 (L. Norton, 2011 pág. 176)

Figura 2. 4

Curvas de ingeniería y de esfuerzo-deformación unitaria reales para materiales dúctiles: (a) Acero al bajo carbono; (b) Acero recocido alto carbono



Fuente: L. Norton, 2011

2.3. Conceptual

2.3.1. Método de Diseño

➤ Diseño por esfuerzos permisibles

En el diseño por esfuerzos permisibles o esfuerzos de trabajo, los esfuerzos calculados en miembros bajo cargas de servicio son comparados con algunos esfuerzos preestablecidos llamados esfuerzos permisibles. Estos esfuerzos a menudo son expresados como una función del esfuerzo de fluencia F_y , o del esfuerzo de tensión F_u del material dividido por un factor de seguridad. El factor de seguridad se agrega para tomar en cuenta los efectos de sobrecargas, baja resistencia y aproximaciones usadas en el análisis estructural. El formato general para el diseño por esfuerzos permisibles tiene la forma:

$$\frac{R_n}{F.S.} = \sum_{i=1}^m Q_{ni}$$

Donde:

R_n =Resistencia nominal del elemento estructural expresado en unidades de esfuerzo.

Q_{ni} =Esfuerzo de servicio o de trabajo calculado con la carga de servicio del tipo i aplicada.

$F.S.$ =Factor de seguridad, donde i es el tipo de carga (muerta, viva, viento, etc).

m =Número de tipos de carga considerados en el diseño.

(MONDRAGON M., 2007 pág. 6)

➤ ASD (diseño elástico o diseño por esfuerzos permisibles, Allowable Stress Design, DEP)

Este método de diseño denominado también diseño elástico, consiste en determinar, en primer término, los esfuerzos que se presentan en las secciones críticas de un miembro estructural bajo la acción de las cargas de servicio o de trabajo, considerando un comportamiento elástico del material. Se considera que un miembro está diseñado correctamente cuando los esfuerzos de trabajo, ocasionados por las cargas de servicio que obran en el miembro no exceden los esfuerzos permisibles.

Los esfuerzos permisibles se estipulan en las especificaciones de diseño de acuerdo con el tipo de elemento estructural, tipo de acero y solicitaciones que obran en la estructura. En general, los esfuerzos permisibles se obtienen dividiendo los esfuerzos de falla del material y tipo de sollicitación entre un factor de seguridad.

(MONDRAGON M., 2007 pág. 8)

➤ **Esfuerzo**

Cuando una fuerza P actúa a lo largo de una barra su efecto sobre la misma depende no solo del material sino de la sección transversal que tenga la barra, de tal manera que a mayor sección mayor será la resistencia de la misma. Se define entonces el esfuerzo axial o normal como la relación entre la fuerza aplicada y el área de la sección sobre la cual actúa. O en otros términos como la carga que actúa por unidad de área del material. (SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 18)

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

P: Fuerza Axial

A: Transversal

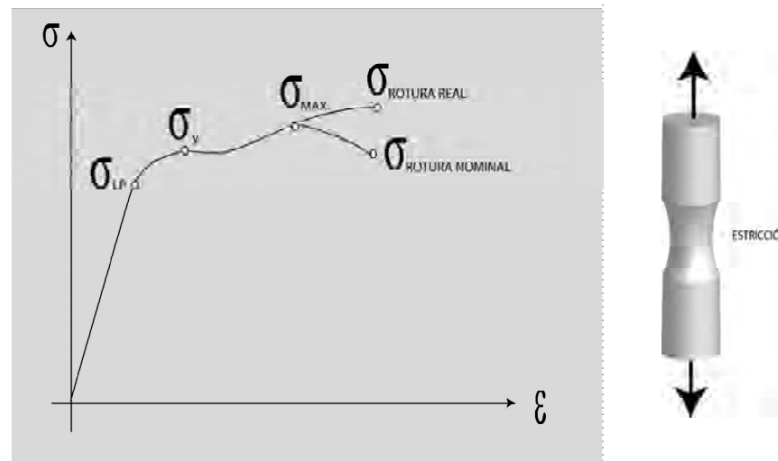
(SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 19)

• **Esfuerzo y deformación**

En el ensayo a tensión de una probeta de acero, se obtiene la siguiente gráfica esfuerzo-deformación (SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 44):

Figura 2. 5

Gráfica esfuerzo-deformación para el acero



Fuente: Resistencia de materiales básica para estudiantes de ingeniería (SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 44)

σ_{LP} : Esfuerzo en el límite de proporcionalidad. Hasta este punto la gráfica es lineal. Proporcionalidad directa entre Esfuerzo y Deformación. σ_y : Esfuerzo de fluencia (yield point). A partir de este punto el material "fluye" produciéndose un aumento de la deformación sin necesidad de aumentar el esfuerzo.

σ_{max} : Después de la fluencia, al producirse un "endurecimiento por deformación" (la energía aplicada calienta el material), el material adquiere capacidad de resistir mas esfuerzo produciéndose un aumento de la pendiente de la gráfica hasta alcanzar el esfuerzo máximo.

$\sigma_{Rutura nominal}$: A partir del esfuerzo máximo alcanzado se produce un angostamiento de la sección de la barra ensayada (Estricción) hasta que finalmente se produce la rotura. El rotura nominal es igual a la carga de rotura dividida por el Área inicial de la probeta (sin tener en cuenta la estricción).

$\sigma_{Rutura real}$: Es igual a la carga de rotura dividida por el área final de la sección transversal (calculada con el diámetro final de la probeta). (SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 44)

- **Esfuerzos admisibles**

Se calcula dividiendo el esfuerzo que resiste el material por el factor de seguridad (mayor que 1), de tal manera que aunque uno "sabe" que el material tiene una resistencia dada lo "pone a trabajar" a un esfuerzo menor (el esfuerzo admisible).

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{resistente\ material}}{F.S}$$

(SALAZAR Trujillo, 2007 pág. 45)

2.3.2. Ecuación de continuidad para líquidos

Si el fluido en el tubo de la figura N°3 es un líquido incompresible, entonces los términos ρ_1 y ρ_2 son iguales.

Así, la ecuación $\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$ se convierte en

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

o bien, debido a que $Q = Av$, tenemos:

$$Q_1 = Q_2$$

(MOTT, 2006 pág. 157)

2.3.3. Ecuación de Darcy

La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción adimensional f , como se explica en las dos secciones siguientes.

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

donde

h_L = pérdida de energía debido a la fricción (N-m/N, m, lb-pie/lb o pies)

L = longitud de la corriente del flujo (m o pies)

D = diámetro de la tubería (m o pies)

v = velocidad promedio del flujo (m/s o pies/s)

f = factor de fricción (adimensional)

(MOTT, 2006 pág. 233)

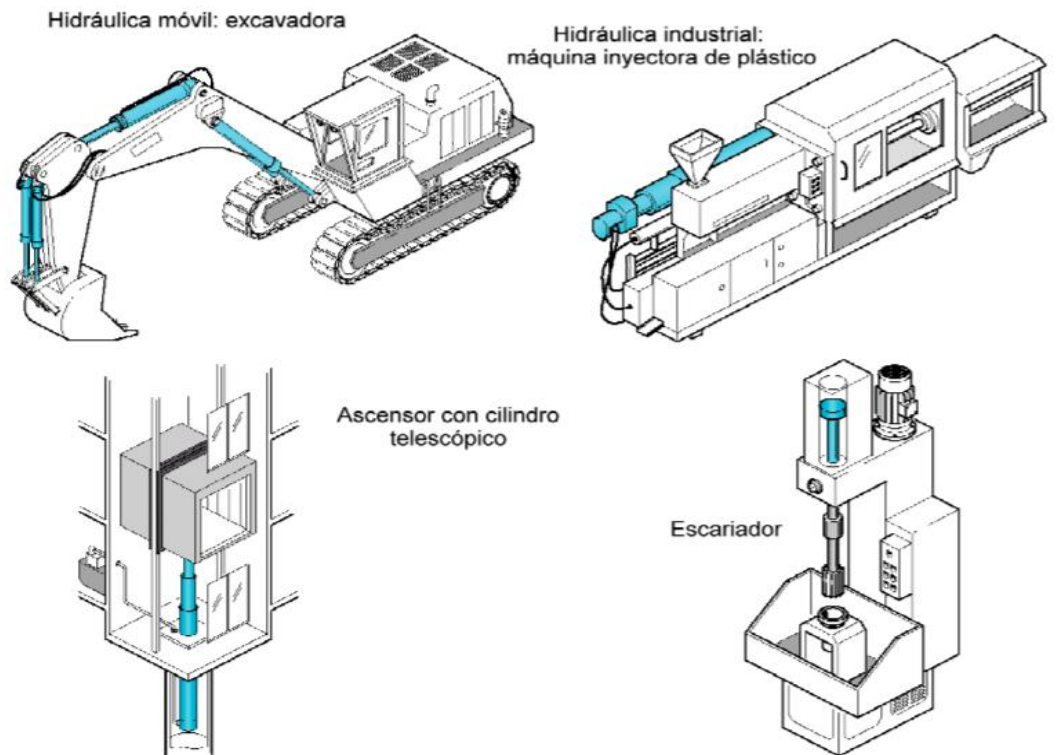
2.3.3. La Oleo hidráulica

La oleo hidráulica se define como la tecnología que trata de la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos por medio de líquidos a presión, principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos.

Los accionamientos hidráulicos tienen ventajas singulares, de tal manera que los hacen imprescindibles en la construcción de gran número de máquinas, siendo utilizados fundamentalmente en aquellas tecnologías donde se requiera realizar importantes esfuerzos, principalmente lineales, y en los que se exija alta precisión, de tal manera que el desarrollo de éstas sin la oleo hidráulica hubiera sido más limitado, o por lo menos diferente. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 1).

Figura 2. 6

Aplicaciones de la Oleo hidráulica



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 1)

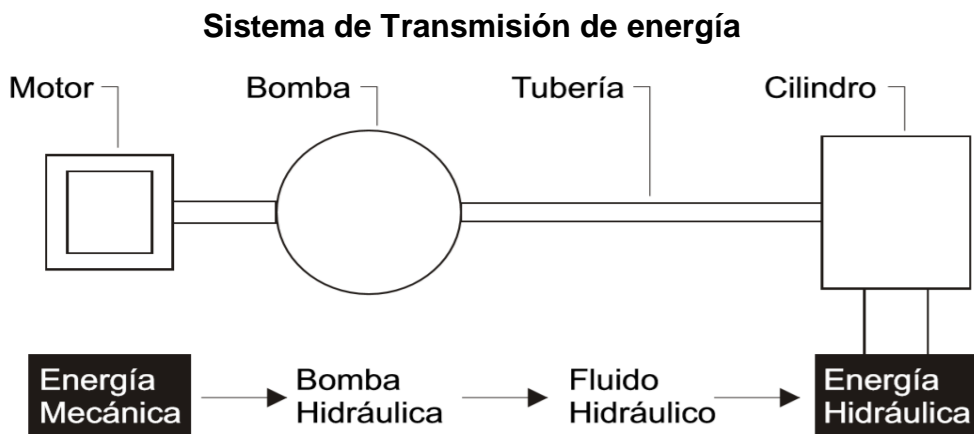
2.3.4. Sistema Oleo hidráulico

La oleo hidráulica es una de las formas más versátiles y flexibles que se inventó para transmitir energía. Los sistemas oleo hidráulicos sencillamente, convierten la energía de una forma a otra para desempeñar labores útiles.

La energía generada por esta fuente primaria se transmite al fluido que la transporta hasta el punto requerido, volviendo a convertirla en energía mecánica por medio de un accionador. El elemento del circuito que absorbe la energía mecánica, de la fuente de potencia, y la transforma en hidráulica es la bomba del circuito. Los accionadores que posteriormente transforman la energía hidráulica en mecánica pueden ser motores o cilindros, según se desee obtener un movimiento rotativo o lineal respectivamente, y entre los elementos de bombeo y los accionadores se intercalarán los elementos de regulación y control necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.

En resumen: un motor proporciona una determinada energía mecánica a una bomba, y ésta, según la energía que recibe, suministra una determinada energía hidráulica, la cual se transfiere bajo forma de caudal y presión y mediante un fluido hidráulico, a un pistón donde se vuelve a transformar en la energía mecánica necesaria para realizar un trabajo. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 5).

Figura 2. 7



Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

2.3.5. Componentes del Sistema Oleo hidráulico

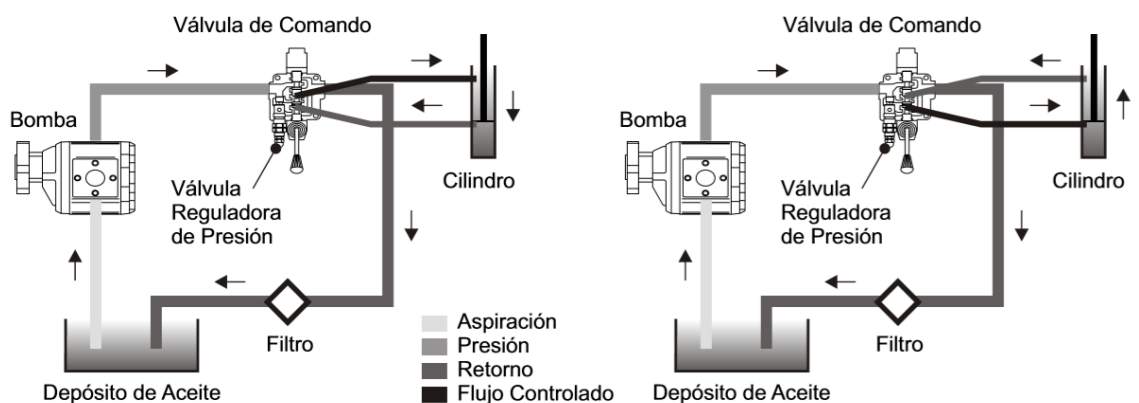
Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control, y pueden agruparse en cuatro grupos:

- Bombas o elementos que transforman la energía mecánica en hidráulica.
- Elementos de regulación y control, encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- Accionadores, que son los elementos que vuelven a transformar la energía hidráulica en mecánica.
- Acondicionadores y accesorios, que son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, etc.).

(SOHIPREN S.A., 2005 pág. 6)

Figura 2. 8

Circuito hidráulico básico



Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Una Bomba Hidráulica provoca la circulación de un líquido apropiado, alimentándose desde un depósito que asegura un abastecimiento continuo. Una válvula de comandos canaliza el líquido según las condiciones impuestas al sistema. Finalmente el receptor (cilindro ó motor hidráulico), recibirá ese líquido en circulación y lo transformará en trabajo efectivo cuando así se lo desee. En la práctica, este conjunto se completa

mediante tuberías filtros, conexiones y en casos más complejos incorporando otros tipos de válvulas según los fines perseguidos. Se estructura así un sistema hermético capaz de soportar determinadas presiones de funcionamiento, transmitiendo un determinado nivel de energía hidrostática. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 6)

a) Bombas

Las bombas son los elementos destinados a elevar un fluido desde un nivel determinado a otro más alto, o bien, a convertir la energía mecánica en hidráulica. Según el tipo de aplicación se usará uno u otro tipo de bomba. (RAVELL, 2000 pág. 21)

➤ **Características de la Bomba:**

Caudal: En todas las bombas, el caudal de salida teórico es el producto de la cilindrada o capacidad por ciclo, multiplicada por el número de ciclos o revoluciones por unidad de tiempo; así pues, el caudal de salida en estas bombas será función del número de revoluciones o ciclos por unidad de tiempo con que esté trabajando:

$$\text{Caudal} = \text{cilindrada} \times \text{velocidad}$$

El caudal así obtenido es el llamado caudal teórico, que es siempre superior al caudal real en función del rendimiento volumétrico de la bomba, es decir, de las fugas internas de la misma. El caudal real es el que suministra la bomba, y es igual al caudal teórico menos las fugas internas o el retroceso del fluido de la impulsión a las aspiración. Se define el rendimiento volumétrico como la relación entre el caudal real y el teórico:

$$\eta_v = Q_{\text{real}}/Q_{\text{teórico}}$$

Este rendimiento volumétrico oscila entre el 0,80 y el 0,99 según el tipo de bomba, su construcción y sus tolerancias internas, y según las condiciones específicas de trabajo: velocidad, presión, viscosidad del fluido, temperatura, etc. Cuando dicho rendimiento sea inferior al facilitado por el fabricante de la bomba, ésta deberá repararse o substituirse, ya que el consumo de energía necesario para mantener sus condiciones de

trabajo se incrementará, lo que implicará un incremento en el costo de la energía.

Además del rendimiento volumétrico, se debe considerar el rendimiento mecánico de las bombas, ya que parte de la potencia con que se alimenta se desperdicia para poder vencer los rozamientos internos.

El rendimiento total de una bomba es el producto de sus rendimientos volumétrico y mecánico:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{volumétrico}} \times \eta_{\text{mecánico}}$$

El rendimiento total de una bomba nueva puede oscilar entre el 0,80 y el 0,90, valores que disminuirán con el uso y el desgaste de los elementos de estanqueidad interna de la propia bomba.

Presión de trabajo: Todos los fabricantes otorgan a sus bombas un valor denominado presión máxima de trabajo, algunos incluyen las presiones de rotura o la presión máxima intermitente, y otros adjuntan la gráfica presión / vida de sus bombas. Estos valores los determina el fabricante en función de una duración razonable de la bomba trabajando en condiciones determinadas. Se ha de observar que no existe un factor de seguridad normalizado; por ello algunos fabricantes incluyen la presión de rotura del elemento, o el número de ciclos de cero a X que resiste la bomba.

Vida: La vida de una bomba viene determinada por el tiempo de trabajo desde el momento en que se instala hasta el momento en que su rendimiento volumétrico haya disminuido hasta un valor inaceptable, sin embargo este punto varía mucho en función de la aplicación. Así por ejemplo hay instalaciones donde el rendimiento no puede ser inferior al 90% mientras que en otras se aprovecha la bomba incluso cuando su rendimiento es inferior al 50%. La vida de una bomba (y del resto de los componentes de un sistema oleo hidráulico) varía considerablemente en función del nivel de contaminación del fluido con el que está trabajando. Así, una bomba trabajando con un fluido filtrado a 3 micras vivirá mucho más tiempo que otra que esté trabajando con un fluido filtrado a 25 ó 40 micras. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 7)

a.1) Tipos Bombas

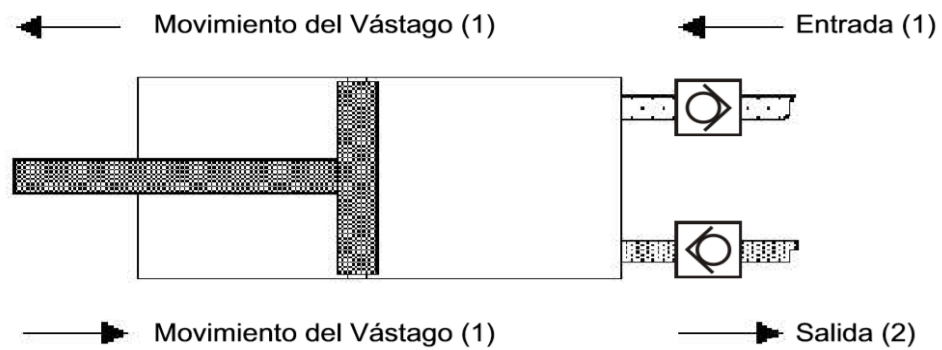
Las bombas se pueden clasificar en dos grandes grupos en función del tipo de fuerza que se les ha de aplicar para su funcionamiento. Así las que trabajan absorbiendo una fuerza lineal las denominaremos bombas manuales, mientras que las que necesitan un esfuerzo rotativo aplicado a su eje las denominaremos bombas rotativas. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 8)

➤ Bombas Manuales

Constan de un vástago conectado a un pistón, con sus elementos de estanqueidad, que se desplaza en el interior de un orificio cilíndrico (Figura 7) cerrado por el extremo opuesto por donde tiene los orificios de entrada y salida. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 8)

Figura 2. 9

Bomba manual simple efecto

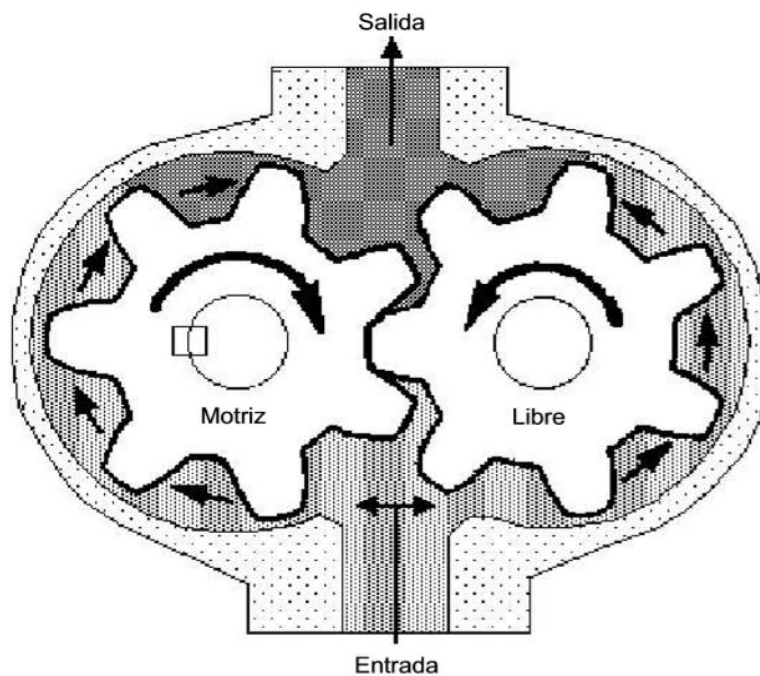


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

➤ **Bombas de Engranajes Externos**

Una bomba de engranajes externos produce caudal al transportar el fluido en las cámaras formadas por el espacio entre los dientes de los engranajes, el cuerpo de la bomba y las placas laterales. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 9)

Figura 2. 10
Bomba de Engranajes Externos

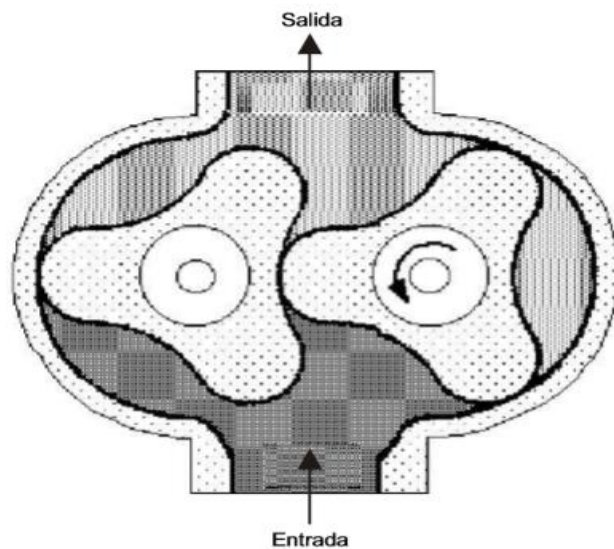


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Bombas de Lóbulos

Las bombas de lóbulos son bombas rotativas de engranajes externos, que difieren principalmente de éstas en la forma en que son accionados los engranajes (en este caso lóbulos). Mientras en la bomba de engranajes externos un engranaje hace girar al otro, en las bombas de lóbulos ambos son accionados independientemente por medio de un sistema de engranajes, externo a la cámara de bombeo. La figura 9 muestra esquemáticamente una bomba de lóbulos. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 9)

Figura 2. 11
Bomba de Lóbulos

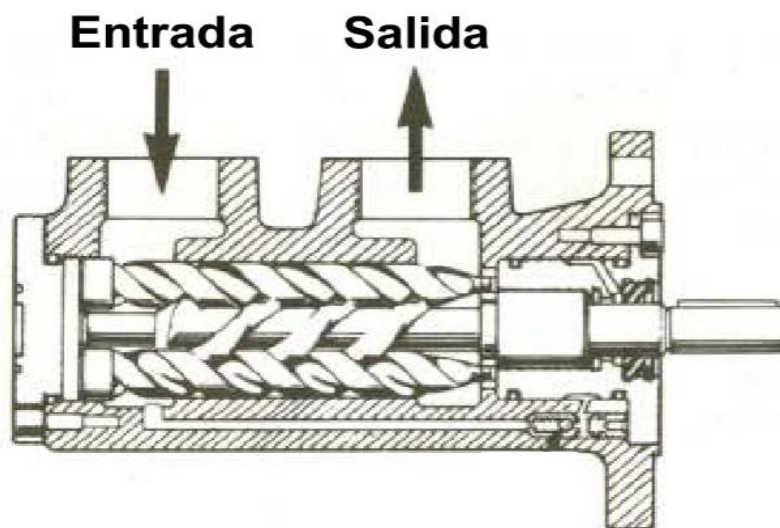


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Bombas de Tornillos

En este tipo de bombas, un rotor en forma de espiral gira excéntricamente en el interior de un estator. El caudal a través de una bomba de tornillos es axial, y va en el sentido del rotor motriz. El fluido en este tipo de bombas no gira, sino que se mueve linealmente.

Figura 2. 12
Bomba de Tornillo



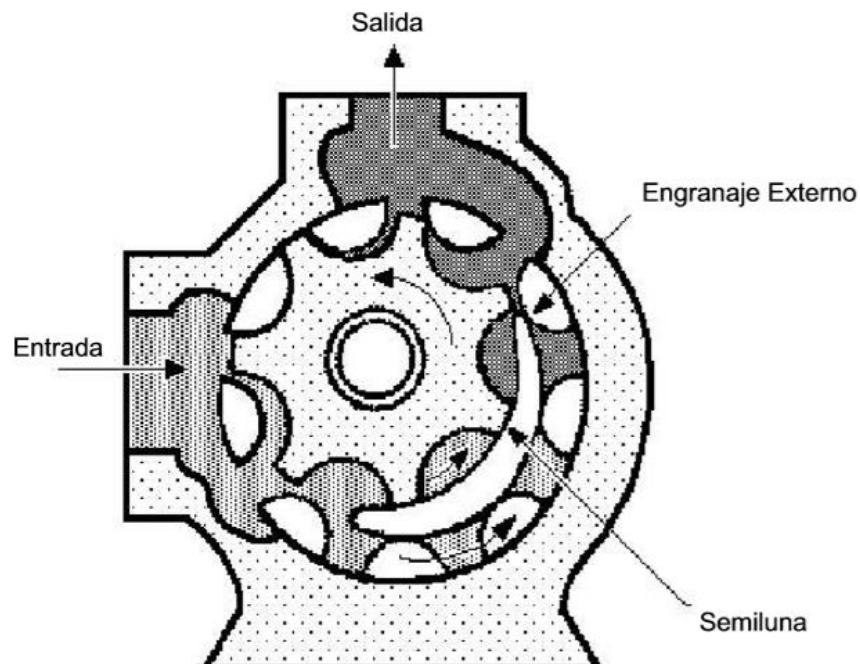
Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Bombas de Semiluna

En este tipo de bombas hay, entre los dos engranajes, una pieza de separación en forma de media luna (semiluna). Esta pieza está situada entre los orificios de entrada y salida. El fluido hidráulico se introduce en la bomba y es transportado hacia la salida por el espacio existente entre la semiluna y los dientes de ambos engranajes. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 10)

Figura 2. 13

Bomba de Semiluna

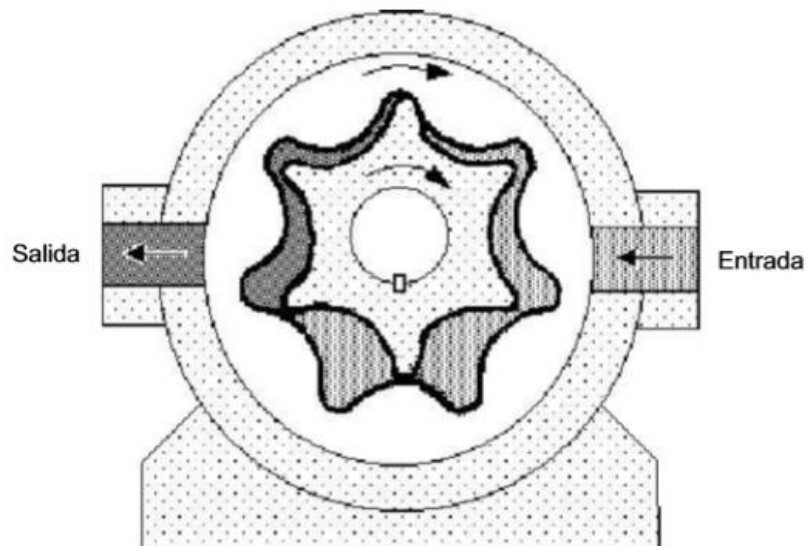


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Bombas Gerotor

Este tipo de bombas consiste en un par de engranajes donde el rotor interno (motriz) arrastra al rotor externo, que a su vez tiene un diente más, y giran ambos en la misma dirección (Figura 12). El fluido entra en la cámara cuando los dientes empiezan a separarse (creándose una aspiración), y es expulsado cuando éstos vuelven a entrelazarse. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 11)

Figura 2. 14
Bomba Gerotor

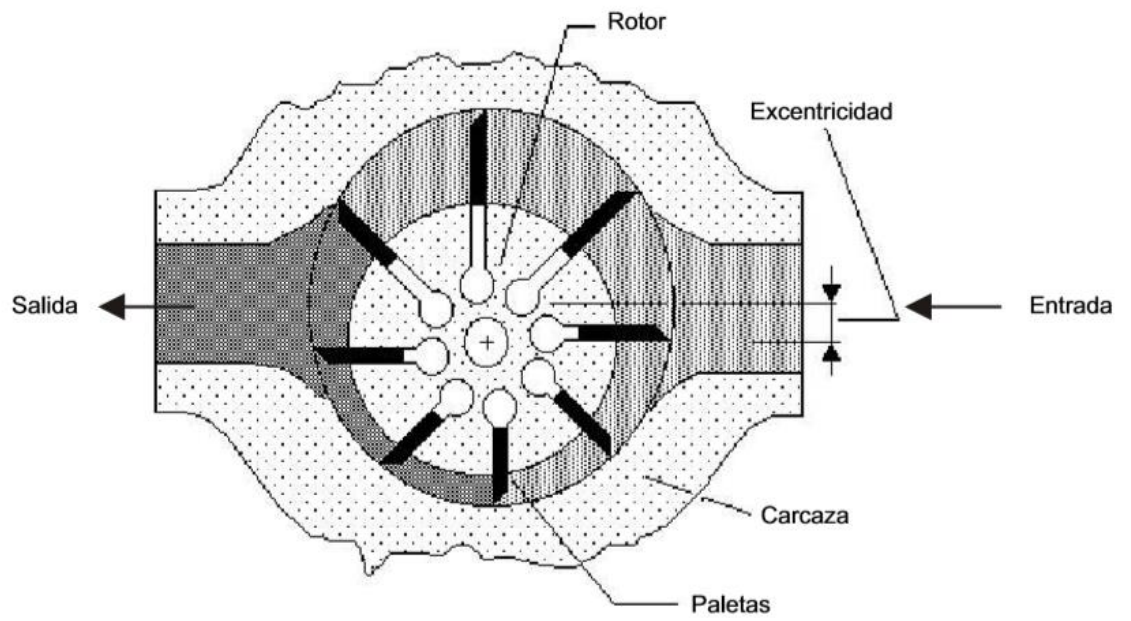


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

Bombas de Paletas

En estas bombas un determinado número de paletas se deslizan en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un alojamiento o anillo (Figura 13). Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, el rotor, y el alojamiento, y este conjunto queda cerrado lateralmente por las placas laterales. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 11)

Figura 2. 15
Bomba de paletas

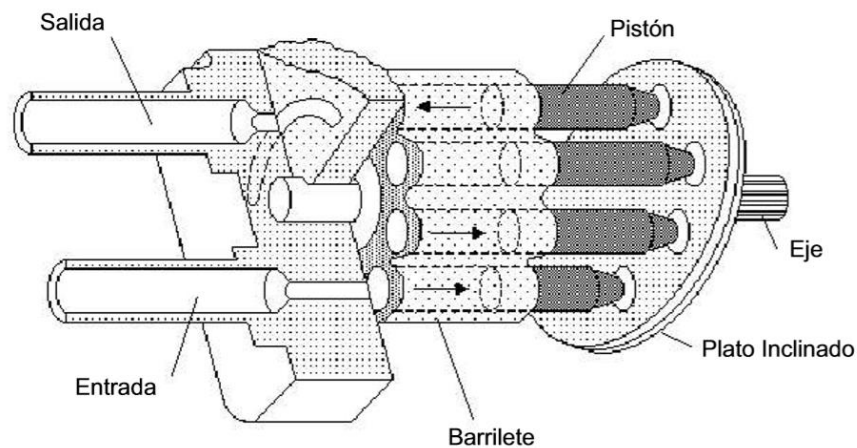


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

➤ **Bombas de Pistones Axiales en Línea**

En este tipo de bomba de pistones axiales, el barrilete de cilindros gira, accionado por el eje motriz. Los pistones, alojados en los orificios del barrilete, se conectan al plato inclinado. A medida que el barrilete gira, los pistones se mueven linealmente con respecto al eje, en un movimiento alternativo. Los orificios, en la placa de distribución, están dispuestos de tal forma que los pistones pasan por el orificio de entrada o aspiración cuando empiezan a salir de sus alojamientos, y por la salida cuando están nuevamente entrando en sus alojamientos. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 12)

Figura 2. 16
Bomba de pistones axiales

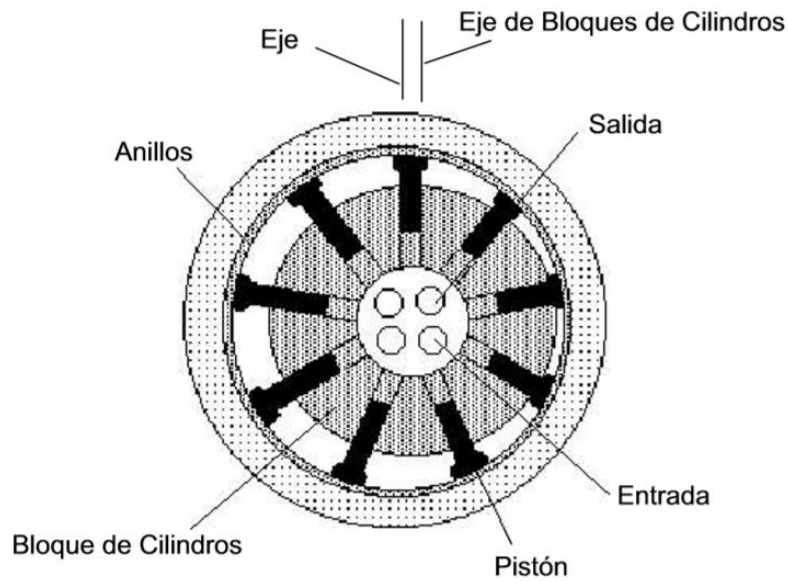


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

➤ **Bombas de Pistones Radiales**

En estas bombas los pistones están colocados radialmente en un bloque de cilindros; estos pistones se mueven perpendicularmente con relación al eje. El bloque de cilindros gira sobre un pivote en el interior de un rotor. A medida que el bloque gira, la fuerza centrífuga, hace que el pistón siga la superficie interna del rotor, que está desplazada con relación al eje del bloque de cilindros. Los orificios localizados en el anillo de distribución permiten que los cilindros, aspiren el fluido cuando se expanden, y lo expulsan cuando se mueven hacia dentro. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 12)

Figura 2. 17
Bomba de pistones radiales

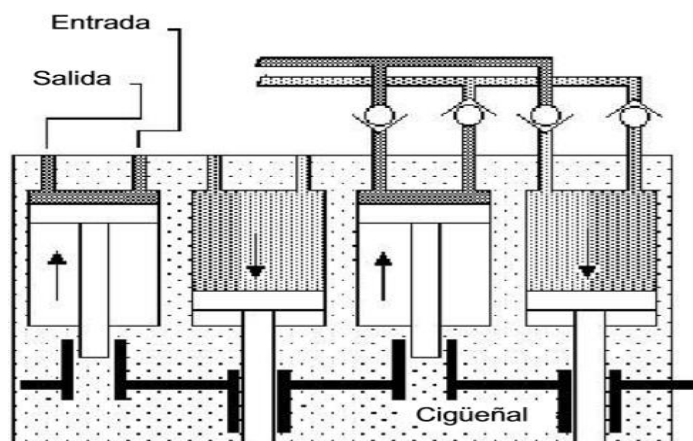


Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

➤ **Bombas de Pistones Oscilantes**

En este tipo de bombas los cilindros están fijos en la bomba, no giran alrededor del eje motriz. Al igual que en un motor de explosión, los pistones se mueven en un sentido por el esfuerzo transmitido por un cigüeñal. Estas bombas suelen usar válvulas anti-retorno de entrada y salida en cada uno de sus pistones. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 13)

Figura 2. 18
Bomba de pistones oscilantes



Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

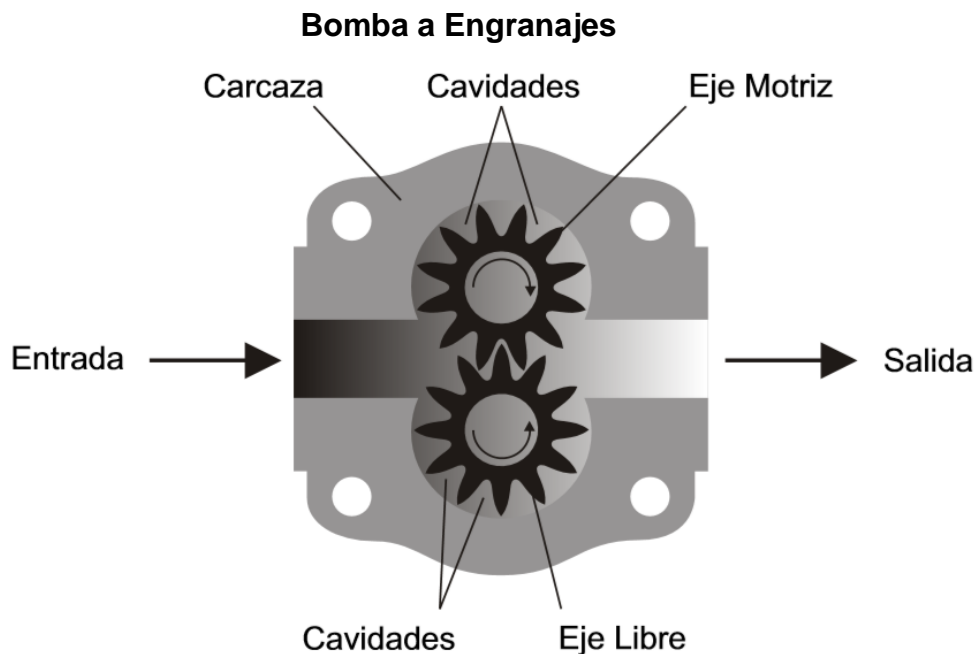
a.2) Bombas a Engranajes

Las Bombas de engranajes externos, son las más difundidas y su empleo es preferido por su gran simplicidad (solo dos piezas móviles) y facilidad para el mantenimiento y reparación.

Descripción:

Una bomba de engranajes está constituida por una carcasa de fundición de hierro o de aluminio. Esta carcasa está provista de dos orificios: uno de alimentación y otro de salida. Para reducir las pérdidas de carga, la sección del orificio de alimentación suele ser mayor que el de salida. En el interior de la carcasa van situados dos engranajes que normalmente llevan dentado recto rectificadado. Uno de los engranajes es el conductor y el otro, el conducido. Las dos caras laterales de la carcasa quedan obturadas mediante sendas tapas. Una de ellas, la del lado de salida del eje, es la que denominamos toma o flange, lleva un dispositivo de estanqueidad que, al mismo tiempo que evita las fugas de aceite, impide la entrada de aire entre el eje y la toma. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 14)

Figura 2. 19



Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005)

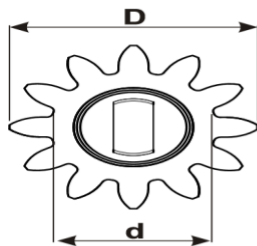
➤ **Funcionamiento:**

El aceite ingresa a la bomba a través del orificio de alimentación. Durante la rotación de los engranajes en la carcasa, el aceite no sólo se arrastra, sino que queda aprisionado entre los alojamientos de la carcasa y las cavidades formados por el dentado de cada piñón. El aceite no se libera hasta que las cavidades de los dentados desembocan en la cámara de salida. Entonces el aceite es expulsado en la tubería de presión hacia el distribuidor del sistema hidráulico. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 14)

➤ **Cálculo de Caudal**

$$Q = \frac{D^2 - d^2}{4} \times \pi \times L \times 2000 \times 10^{-6}$$

Q = (l/min a 2000 RPM)



$$\pi = 3.1416$$

D (mm) = diámetro exterior

d (mm) = diámetro de fondo

L (mm) = ancho del dentado

(SOHIPREN S.A., 2005 pág. 15)

$$Q = \frac{D^2 - d^2}{4} \times \pi \times L \times 10^{-3}$$

Q = (cm³/rev.)



$$10^{-6} = 0,000001$$

$$10^{-3} = 0,001$$

➤ **Cálculo de Torque o Par Motor**

En mecánica un par (torque) viene definido por un sistema de dos fuerzas iguales, de la misma magnitud, paralelas y de sentido contrario, que actúan sobre un cuerpo rígido. Un par se caracteriza por sus dos fuerzas y por su sentido. (SOHIPREN S.A., 2005 pág. 15)

$$1 \text{ kilogramo - fuerza (kgf)} = 9,8 \text{ newton (N)}$$

$$1 \text{ newton (N)} = 0,102 \text{ kilogramos - fuerzas (kg - f)}$$

$$1 \text{ decanewton (daN)} = 1,02 \text{ kilogramos - fuerzas (kg - f)}$$

En Mecánica el par se calcula mediante las fórmulas:

$$C \text{ m. kg} = \frac{P_{cv} \times 716}{N \text{ r/min}} \quad \text{ó} \quad C \text{ m. N} = \frac{P_w}{w}$$

C m.kg = el par en metros - kilogramo

C m.N = el par en metros - Newton

P cv = potencia en caballos.

P w = potencia en vatios

N r/min = velocidad de régimen en R.P.M.

w = velocidad angular en radianes / segundo

En hidráulica, y sobre todo en los sistemas hidrostáticos motores, la noción del par debe entenderse de un modo diferente; en donde el par es proporcional a:

- La presión de trabajo
- La cilindrada del motor hidráulico.

El par se calcula entonces con las siguientes fórmulas:

$$C m.kg = 1,59 \times \Delta P \text{ kg/cm}^2 \times Q \text{ l/vuelta}$$

ó

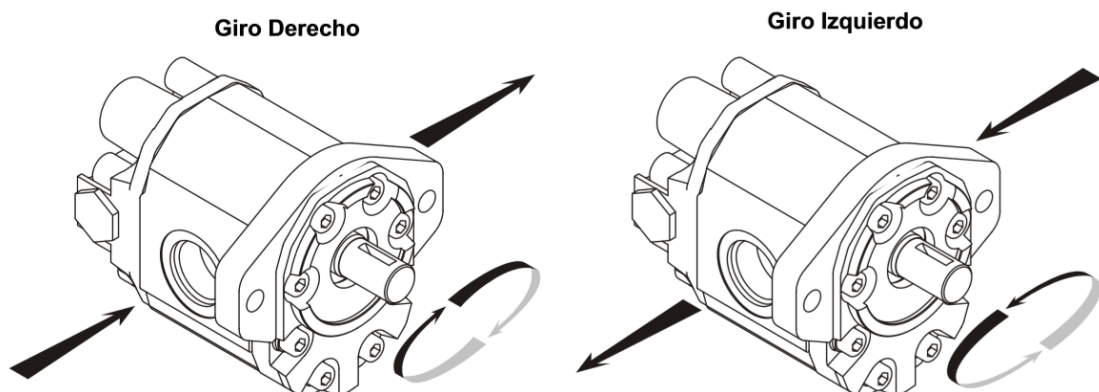
$$C m.da.N = 1,59 \times \Delta P \text{ BAR} \times Q \text{ l/vuelta}$$

(SOHIPREN S.A., 2005 pág. 16)

Sentido de Giro

Figura 2. 20

Identificación del sentido de giro de una bomba a engranajes



Fuente: Manual básico de Oleo hidráulica (SOHIPREN S.A., 2005 pág.

16)

b) Motor eléctrico

El motor eléctrico es la máquina destinada a transformar energía eléctrica en energía mecánica. El motor de inducción es el más usado de todos los tipos de motores, ya que combina las ventajas de la utilización de energía eléctrica - bajo costo, facilidad de transporte, limpieza, simplicidad de comando - con su construcción simple y su gran versatilidad de adaptación a las cargas de los más diversos tipos y mejores rendimientos. Los tipos más comunes de motores eléctricos son:

b.1) Motores de corriente continua

Son motores de costo más elevado y, además de eso, precisan una fuente de corriente continua, o un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. Pueden funcionar con velocidad ajustable, entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión. Por eso, su uso es restringido a casos especiales en que estas exigencias compensan el costo mucho más alto de la instalación y del mantenimiento.

b.2) Motores de corriente alterna

Son los más utilizados, porque la distribución de energía eléctrica es hecha normalmente en corriente alterna. Los principales tipos son:

- **Motor síncrono:** Funciona con velocidad fija, o sea, sin interferencia del deslizamiento; utilizado normalmente para grandes potencias (debido a su alto costo en tamaños menores).
- **Motor de inducción:** Funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje. Debido a su gran simplicidad, robustez y bajo costo, es el motor más utilizado de todos, siendo adecuado para casi todos los tipos de máquinas accionadas, encontradas en la práctica. Actualmente es posible el control de la velocidad de los motores de inducción con el auxilio de convertidores de frecuencia.

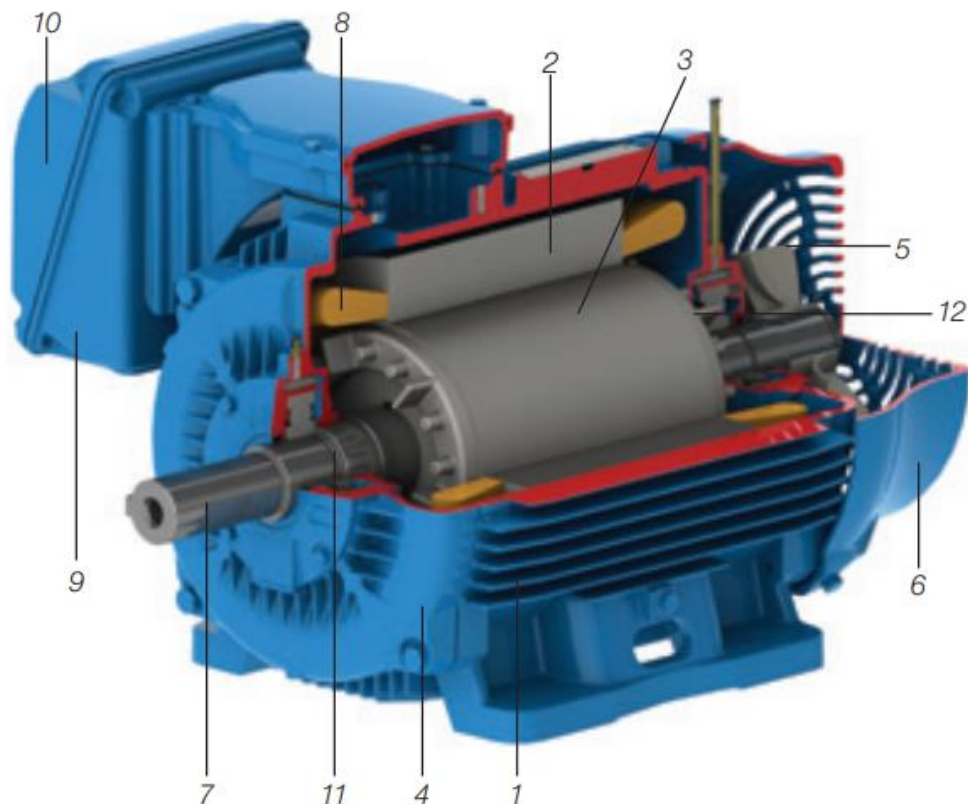
b.3) Motor de Inducción Trifásico

El motor de inducción trifásico (Figura N°19) está compuesto fundamentalmente por dos partes: estator y rotor.

➤ Estator

- Carcasa (1) - es la estructura soporte del conjunto de construcción robusta en hierro fundido, acero o aluminio inyectado, resistente a corrosión y normalmente con aletas.
- Núcleo de chapas (2) - las chapas son de acero magnético.
- Devanado trifásico (8) - tres conjuntos iguales de bobinas, una para cada fase, formando un sistema trifásico equilibrado ligado a red trifásica de alimentación.

Figura 2. 21
Motor de inducción



Fuente: Catalogo Motores (WEG.NET, 2016)

➤ **Rotor**

- Eje (7) - transmite la potencia mecánica desarrollada por el motor
- Núcleo de chapas (3) - las chapas poseen las mismas características de las chapas del estator
- Barras y anillos de cortocircuito (12) - son de aluminio inyectado sobre presión en una única patasza

Otras partes del motor de inducción trifásico:

- Tapa (4)
- Ventilador (5)
- Tapa deflectora (6)
- Caja de conexión (9)
- Terminales (10)
- Rodamientos (11)

En esta guía daremos énfasis al “motor de jaula”, cuyo rotor está constituido por un conjunto de barras no aisladas e interconectadas por anillos de cortocircuito. Lo que caracteriza al motor de inducción es que sólo el estator es conectado a la red de alimentación. El rotor no es alimentado externamente y las corrientes que circulan en el mismo son inducidas electromagnéticamente por el estator, de ahí su nombre de motor de inducción. (WEG.NET, 2016)

c) Válvulas hidráulicas y accesorios

Una primera clasificación de las válvulas las ordena en:

- Convencionales
- Proporcionales
- Servoválvulas

Las válvulas, quizás mal denominadas convencionales, son todo – nada, es decir, sólo trabajan en sus posiciones extremas o en posiciones determinadas, siempre discretas.

Las válvulas proporcionales y las servoválvulas se distinguen de las convencionales por su accionamiento, mientras en éstas es mecánico o eléctrico en las otras es electrónico.

Según una división en función de su uso las válvulas pueden ser:

- Direccionales o distribuidoras (señalan el camino que debe seguir el fluido)
- De bloqueo (impiden o controlan la circulación del fluido en uno de los sentidos)
- De presión (controlan la presión)
- De flujo (controlan el caudal)

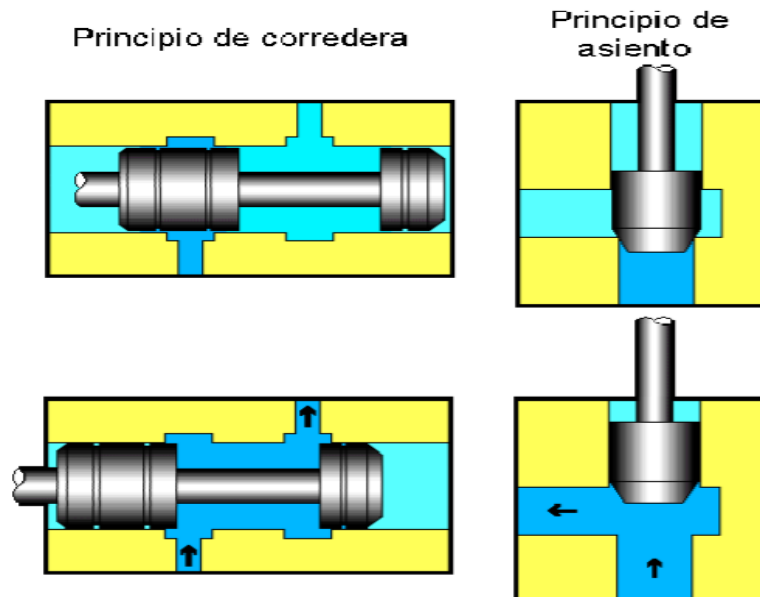
(ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 45)

c.1) Válvulas direccionales o distribuidoras

Sirven para controlar el arranque, la parada y el sentido de marcha de los cilindros. Son similares a las correspondientes en la neumática. Como entonces existen de asiento y corredera, con análogas características, ventajas, inconvenientes y aplicaciones. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 45)

Figura 2. 22

Comparación entre el principio de corredera y de asiento.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

c.1.1) Válvula direccional de asiento

Las válvulas direccionales de asiento tienen un desplazamiento corto, requieren bastante fuerza de accionamiento, poseen una perfecta estanquidad sin fugas; permiten trabajar con grandes presiones, no se agarrotan, su mantenimiento es fácil y tienen una larga vida. El mando puede ser manual, mecánico o eléctrico, además de directo e indirecto. Existen de dos, tres o cuatro vías. En los dos primeros casos pueden ser normalmente abiertas y normalmente cerradas. Suelen tener solape de funcionamiento o superposición negativa, es decir en la posición intermedia están en contacto las distintas vías. Por último, el mando puede ser directo o indirecto mediante un pilotaje que hace de servo. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 46)

c.1.2) Válvula direccional de corredera

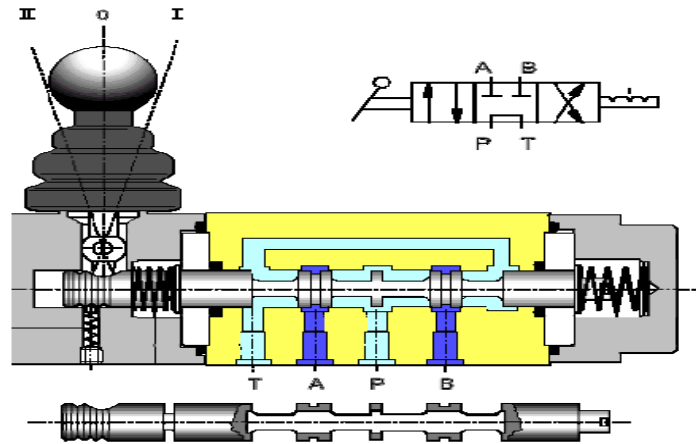
Las válvulas de corredera poseen un desplazamiento más largo, exigen poca fuerza de accionamiento, su estanquidad es menor, pueden tener fugas, son de construcción sencilla y son aptas para cumplir múltiples funciones.

Su mando puede ser manual, mecánico, mediante rodillo o palanca, o eléctrico, con electroimán accionado por corriente alterna o continua. Aquí se incluyen en el mismo grupo tanto las válvulas convencionales, accionadas mecánica o hidráulicamente, como las maniobradas mediante electroimanes, es decir, las electroválvulas.

En la Figura 21 y Figura 22 se observan una válvula de corredera maniobrada mediante palanca y otra mediante electroimanes, respectivamente. Pueden ser monoestables reposicionadas por muelle o biestables. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 46)

Figura 2. 23

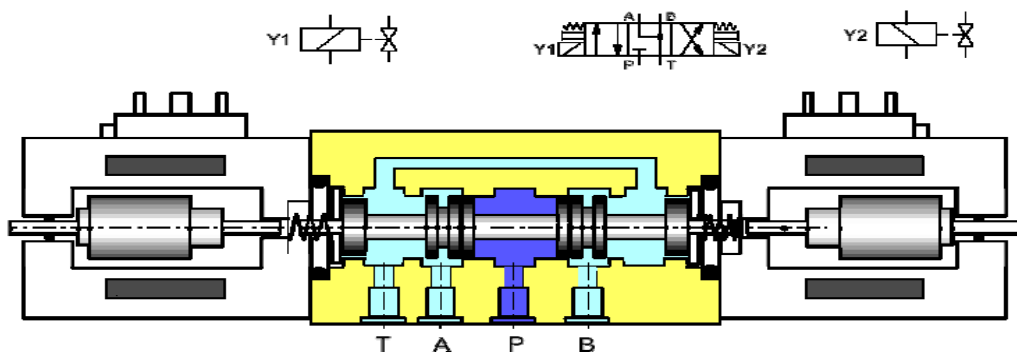
Válvula 4/3 con recirculación P-T y accionamiento por palanca.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

Figura 2. 24

Electroválvula 4/3 con posición central conectando vías A y B a tanque.



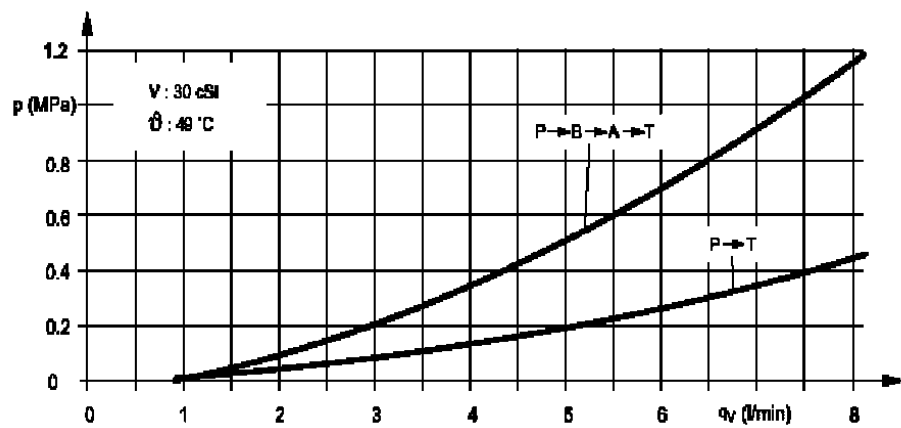
Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

En la oleo hidráulica la pérdida de carga producida en una válvula adquiere valores notablemente más elevados que en la neumática, siendo por tanto importante conocer su magnitud. En la figura 23 y figura 24 se representan las pérdidas de carga, en ordenadas, en función del caudal, en abscisas, correspondientes a las válvulas anteriormente representadas. En ciertos casos las pérdidas de carga dentro de una válvula son diferentes según el camino recorrido por el aceite dentro de

aquella, tal como se muestra en la misma figura. En este caso son menores en la circulación de P a T que en las restantes, tal como se deduce de la figura 24; esto se debe a la mayor sección de paso en ese sentido por la geometría de la corredera. La posición central con recirculación hacia tanque hace que la bomba trabaje con menor potencia y además el aumento de temperatura del aceite sea menor. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 46)

Figura 2. 25

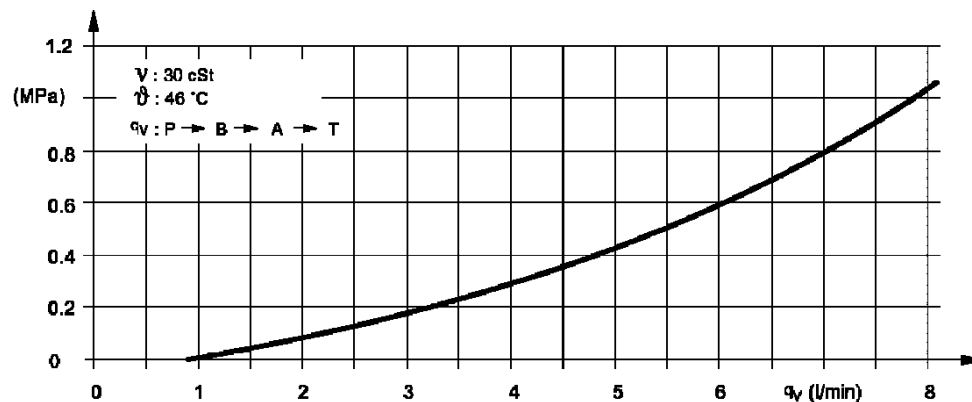
Pérdida de carga en la válvula de la figura 23



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

Figura 2. 26

Pérdida de carga en la válvula de la figura 24

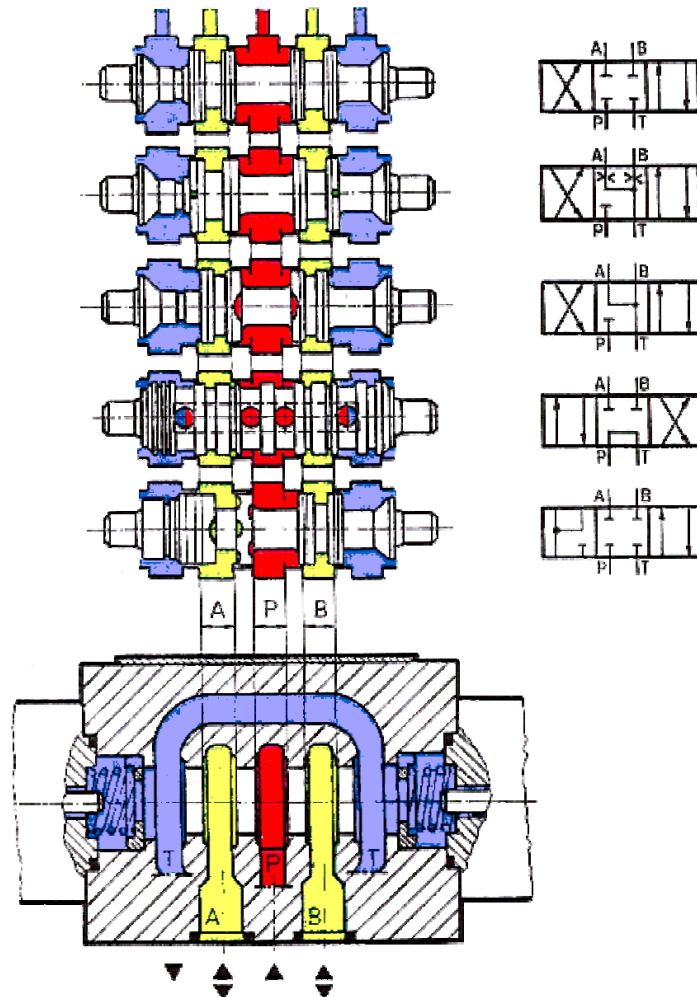


Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

La corredera de las válvulas de tres o más vías puede tener geometría diversa para cumplir diferentes misiones, consiguiendo de esta forma una gran versatilidad en este tipo de válvulas (figura 25).

Figura 2. 27

Variación de una válvula 4/3 en función de las diferentes correderas.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

c.2) Válvulas de bloqueo

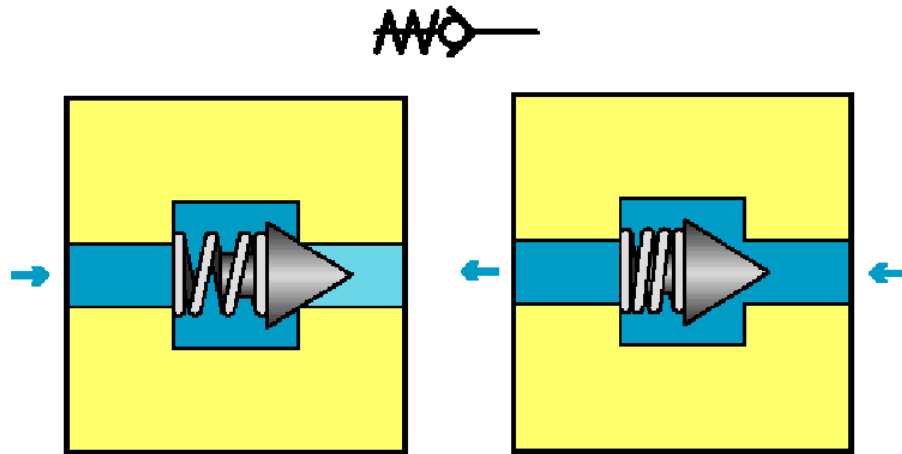
Tienen como finalidad impedir o dificultar, en una palabra, condicionar, la circulación del aceite en uno u otro sentido. Entre estas válvulas se encuentran las antirretorno y las antirretorno con apertura hidráulica.

➤ **Antirretorno.**

Son válvulas similares a las de neumática, permiten la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario. Existen sin resorte y con resorte. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 51)

Figura 2. 28

Válvula antirretorno



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

c.3) Válvulas de presión

Entre las válvulas que contemplan la presión como parámetro a controlar, se encuentran las que la limitan, las que realizan la conexión o desconexión de un sistema según aquella y las que reducen la presión. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 57).

➤ **Válvula limitadora de presión**

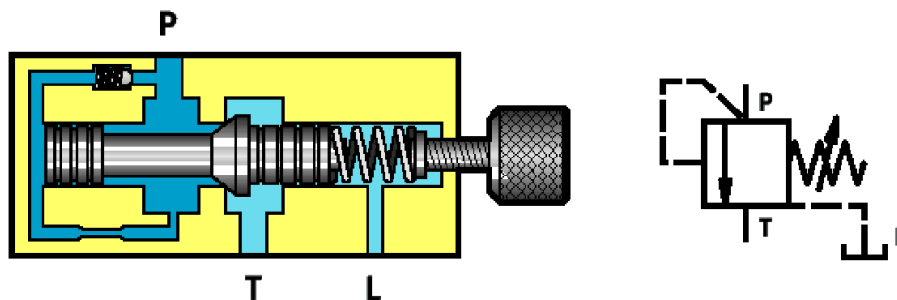
Es la válvula más importante de todo circuito hidráulico por la labor de seguridad que tiene encomendada. Su función es limitar la presión de un circuito a un valor máximo que se puede tarar dentro de su rango de funcionamiento. Siempre se coloca una inmediatamente agua abajo de cada bomba de caudal constante. En las bombas de caudal variable la válvula limitadora forma parte de la propia bomba. Su funcionamiento es el siguiente. Cuando por la boca P (Figura 22) no se alcanza la presión suficiente para vencer la fuerza del muelle, regulable por medio de un

tornillo externo, la válvula se encuentra cerrando el paso de P hacia T. En el momento en que dicha presión alcanza el valor de tarado, se vencerá la fuerza del resorte, el obturador de la válvula abrirá, de forma que parte o la totalidad del caudal de la bomba irá hacia el tanque, consiguiendo que la presión del sistema se mantenga por debajo del límite fijado.

Es conveniente recordar que cuando se alimenta de aceite a un cilindro y éste llega a uno de sus fines de carrera, la bomba sigue proporcionando aceite, lo que haría incrementarse la presión indefinidamente hasta que aquello estallara por el lugar más débil. Por ello es absolutamente necesario limitar la entrada de aceite al cilindro y esto se consigue abriéndose la válvula limitadora de presión derivando el aceite directamente a tanque. Se trata de las válvulas de seguridad que se abren cuando se alcanza una determinada presión de consigna. Se disponen en derivación hacia tanque. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 58)

Figura 2. 29

Válvula limitadora de presión o de seguridad.

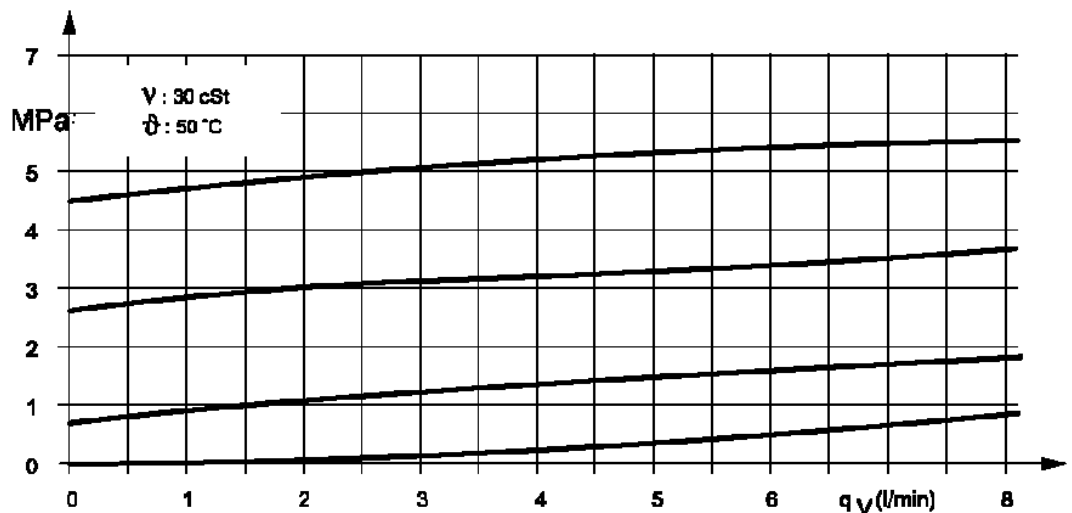


Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

Las curvas características de estas válvulas que definen su pérdida de carga en función del caudal, dependen del ajuste del tornillo externo. El tarado de la válvula se hace con consumo nulo, es decir, cuando todo el caudal de la bomba se dirige por la válvula a tanque. Por ejemplo si se tiene una bomba de 5 l/min y se tara la válvula a algo más de 50 bar (5 MPa) se puede comprobar que según la curva característica de la válvula cuando la presión llega a unos 45 bar (4,5 MPa) la válvula de seguridad empezará a dejar pasar parte del caudal hacia el tanque. De esta forma

el caudal del que se dispondrá en el sistema será menor que el proporcionado por la bomba (figura 28). (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 58).

Figura 2. 30
Pérdidas de carga de una válvula de seguridad con diferentes tarados.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

Otra característica a tener en cuenta de estas válvulas es que en ellas se produce lo que se denomina una laminación del fluido hidráulico, es decir, el fluido pasa de una presión grande a una presión cercana a la atmosférica en un espacio pequeño. Esta pérdida de energía se transforma en calor haciendo aumentar la temperatura del fluido y por consiguiente haciendo variar su viscosidad. Para evitar este problema, si es posible se deberá tender a trabajar siempre a presiones bajas, utilizando sólo la presión máxima del sistema en aquellos momentos en los que se necesite. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 59)

➤ Reductor de presión

Son aquellas válvulas cuya misión es obtener una presión constante de salida, regulable desde el exterior, independientemente del valor de la presión a la entrada, aunque ésta fluctúe, con la salvedad de que ésta ha de ser siempre superior a aquélla. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 60)

c.4) Válvulas de caudal

Las válvulas de caudal tienen como finalidad modificar o regular el caudal. Se dividen en válvulas estranguladoras y en válvulas reguladoras de caudal.

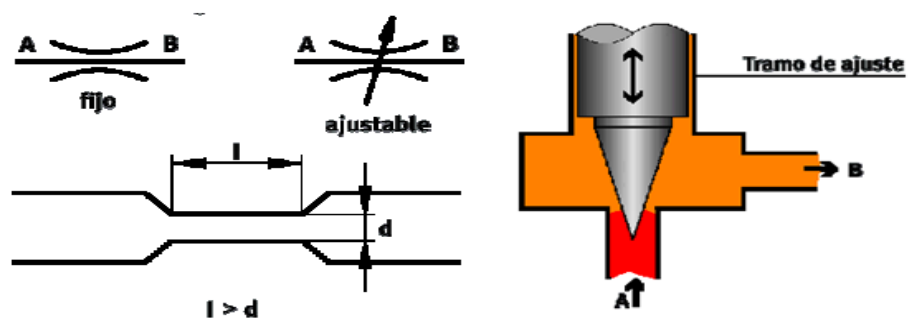
En las válvulas estranguladoras el caudal es función de la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo, pudiendo depender, o no, de la viscosidad del aceite.

En las válvulas reguladoras de caudal éste es independiente de la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo, pudiendo depender, o no, de la viscosidad. Es decir, con una de estas válvulas puede conseguirse mantener fijo el caudal independientemente de las presiones existentes aguas arriba y aguas abajo y, por tanto, conseguir una velocidad constante de un actuador. Se recuerda que la velocidad del vástago es proporcional al caudal que penetra en él.

Las válvulas estranguladoras son muy sencillas y consisten simplemente en la estrangulación del flujo, tal como se refleja en la figura 29. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 63)

Figura 2. 31

Válvula con influencia de la viscosidad.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

d) Filtros

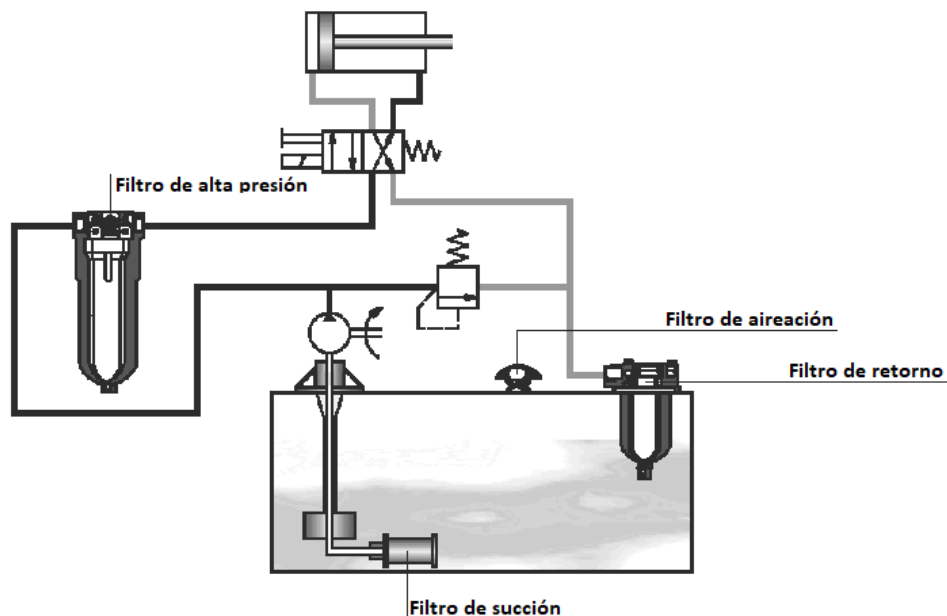
El filtrado en una instalación oleo hidráulica, por su importancia, merecería un tratamiento mucho más exhaustivo de lo que se hace en estos apuntes, ya que aquí tan solo se explican cuestiones básicas.

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica.

Según su colocación en la instalación se distinguen tres tipos de filtros (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 33)

Figura 2. 32

Tipos de filtros según su colocación.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

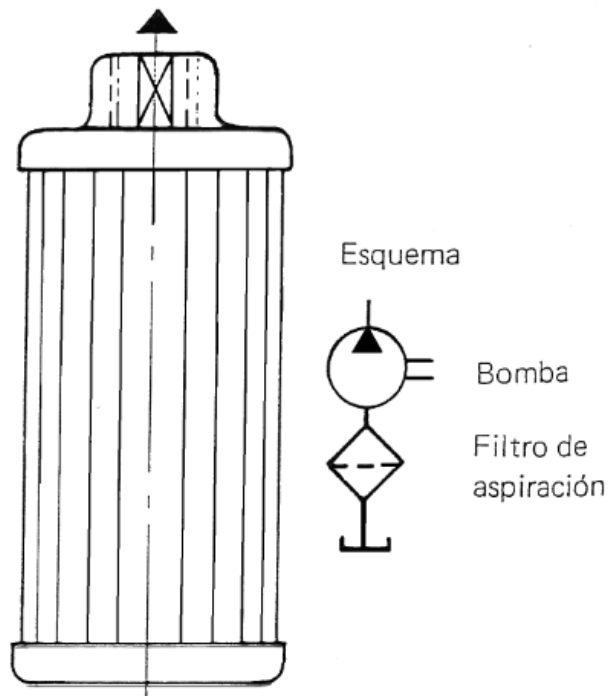
d.1) Tipos de Filtros:

➤ Filtro de Succión:

Esta dispuesto aguas arriba de la bomba. Requiere de un mantenimiento exhaustivo ya que de no ser así causaría la cavitación en la bomba, pudiendo producir una gran disfuncionalidad en la misma. Defiende la instalación de partículas gruesas. Si se pretendiera realizar un filtrado más fino la pérdida de carga generada produciría inexorablemente cavitación, cuestión inadmisibles en una bomba. Las ventajas de este filtro es su fácil montaje y su precio reducido, ya que trabaja a presión reducida, además de proteger a todos los elementos hidráulicos de las partículas más gruesas. Tiene el inconveniente de encontrarse dentro del tanque sumergido en el aceite con la consiguiente dificultad para el mantenimiento. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 34)

Figura 2. 33

Filtro de succión de la bomba.



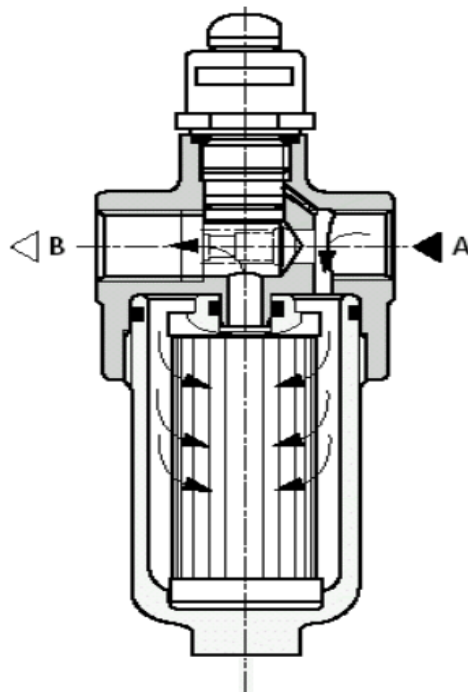
Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

➤ **Filtro de Línea de presión**

Filtro de impulsión, también llamado de presión, ubicado aguas abajo de la bomba y aguas arriba de válvulas y cilindros. Elimina partículas muy finas para proteger elementos específicos de la instalación, fundamentalmente los elementos citados. Se usa, por ejemplo, con servoválvulas o válvulas proporcionales, que tienen unos requerimientos de limpieza extremos. Se puede montar directamente delante de los elementos sensibles. Tiene un fácil mantenimiento ya que está en posición visible de fácil desmontaje. Tiene como inconveniente que ha de ser robusto para resistir la presión a que está sometido, lo cual redundará en un mayor peso y costo. La pérdida de carga es alta debido a que su paso forzosamente es fino, esto genera calentamiento del aceite, lo cual exigirá una refrigeración forzada. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 35)

Figura 2. 34

Filtro de impulsión o de presión.



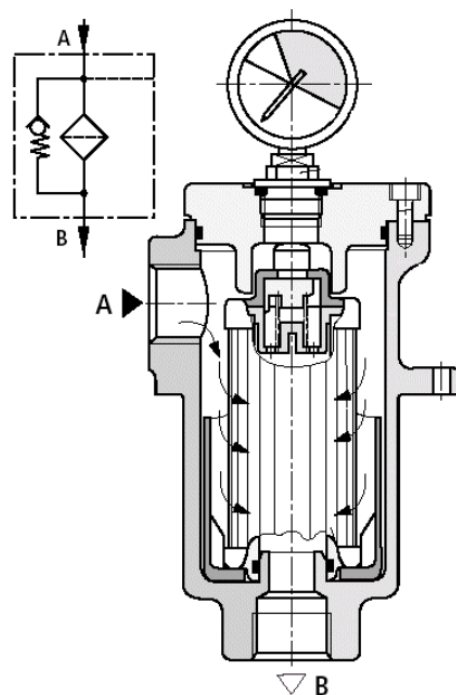
Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

➤ **Filtro de retorno:**

Alojado aguas abajo de los cilindros, en la tubería de retorno al tanque, normalmente dispuesto en la tapa superior del mismo. Generalmente llevan algún elemento indicador de su grado de suciedad, como puede ser un manómetro o un presostato. Se dispone generalmente en paralelo con una válvula antirretorno calibrada que se abrirá en el momento en que el filtro tenga un grado de suciedad determinado, desalojando el aceite por el puente. Dicha válvula trabaja como si fuera una válvula de seguridad que protege el filtro y el sistema. El inconveniente del filtro situado en el retorno es que cualquier partícula que penetre en el tanque por el ambiente circulará en primer lugar por todo el circuito, bombas, tuberías, válvulas y cilindros, antes de ser eliminado por el filtro. Además, en caso de picos de presión y arranque en frío, permite el paso de partículas de suciedad a través de la válvula antirretorno del puente. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 35)

Figura 2. 35

Filtro de retorno.



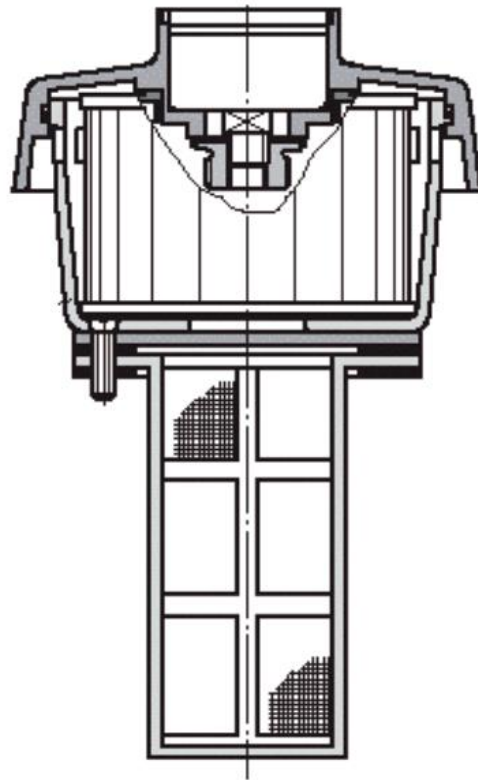
Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

➤ **Filtro de llenado**

Garantiza que el depósito esté a presión atmosférica, es el filtro situado en el tapón de llenado que realiza el filtrado del aceite con el que se llena el tanque inicialmente y en las renovaciones periódicas del mismo. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 36)

Figura 2. 36

Filtro de prellenado.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

f) El tanque hidráulico

El depósito, o más comúnmente llamado tanque, cumple diferentes funciones. En primer término es el depósito de aspiración e impulsión del sistema de bombeo, además sirve de almacén y reserva de aceite. Por otra parte tiene como misiones la separación, en lo posible, del aire del líquido hidráulico, la refrigeración del aceite por simple transmisión de calor por sus paredes al exterior, la toma de contacto del aceite con la presión atmosférica y, por último, su estructura sirve de soporte de la bomba, del motor de accionamiento y de otros elementos auxiliares

El tanque dispone de los elementos siguientes:

- Filtro de llenado y aireador (1).
- Visor de nivel máximo y mínimo (2).
- Placa separadora retorno – aspiración (3).
- Tapón de vaciado (4).
- Tapa para limpieza (5)

Todo depósito debe estar lo suficientemente ventilado para poder eliminar las burbujas de aire disueltas en el aceite. Además se debe poner en contacto el aceite a la presión atmosférica. Pero por otro lado se debe evitar que la polución del ambiente contamine el fluido hidráulico. Esta es la misión del tapón de llenado y aireador.

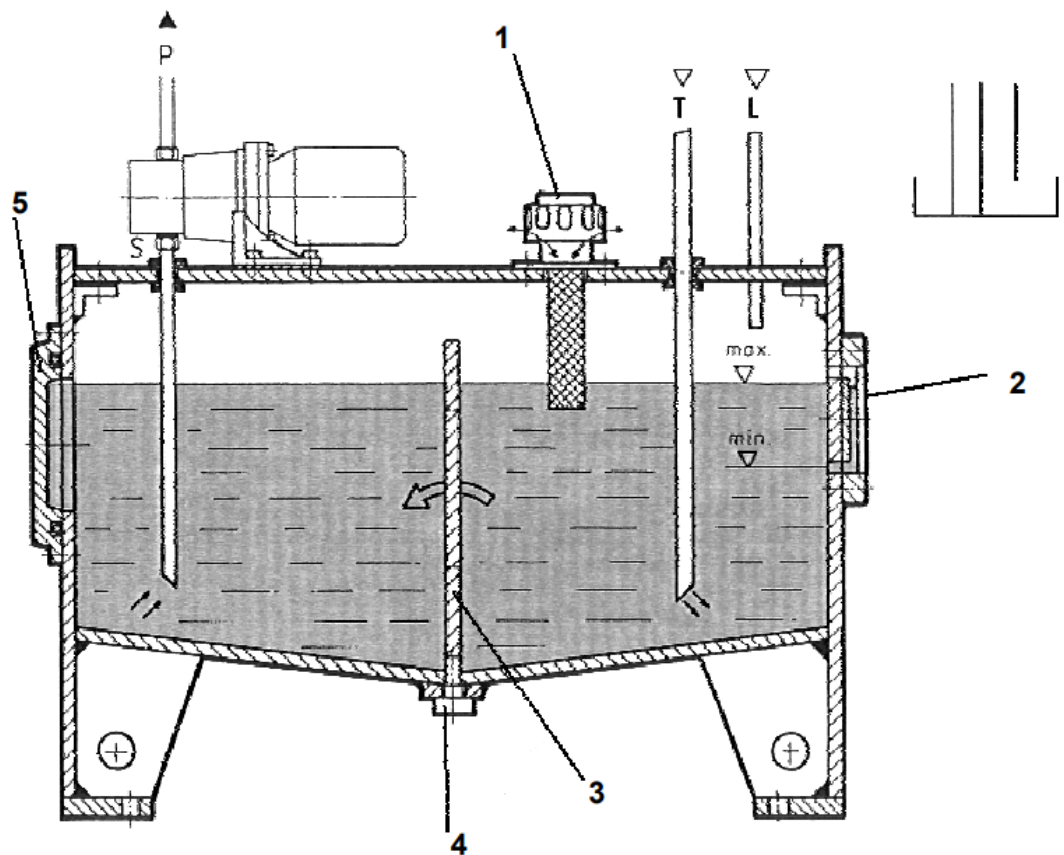
Las partículas sólidas más gruesas y los lodos formados por degradación del aceite se van acumulando en la parte inferior del tanque. Cada cierto tiempo habrá que hacer labores de mantenimiento, vaciado del tanque de aceite y limpieza del mismo. Para ello se dispone de la tapa (5). La chapa separadora (3) sirve para evitar el paso de burbujas de aire del retorno hacia la aspiración de la bomba, ya que hay que tener en cuenta que el tanque sirve al mismo tiempo de depósito de aspiración e impulsión del sistema. Estas burbujas son debidas a la caída del aceite por el tubo de retorno. El tubo de retorno ha de tener longitud suficiente para introducirse dentro del líquido en el tanque y evitar las salpicaduras que formarían espuma si el aceite saltara libremente. Es muy usual disponer

conjuntamente con el visor de nivel, un termómetro para controlar no sólo el nivel de líquido sino también su temperatura.

Para el dimensionamiento del tanque se suele adoptar la norma empírica que dice que el volumen de aquél ha de ser igual a 3 a 5 veces el volumen impulsado por la bomba en un minuto. (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 18)

Figura 2. 37

Tanque hidráulico.



Fuente: Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

g) Cilindros

Los cilindros son los actuadores que transforman la energía hidráulica en una fuerza lineal, y pueden ser:

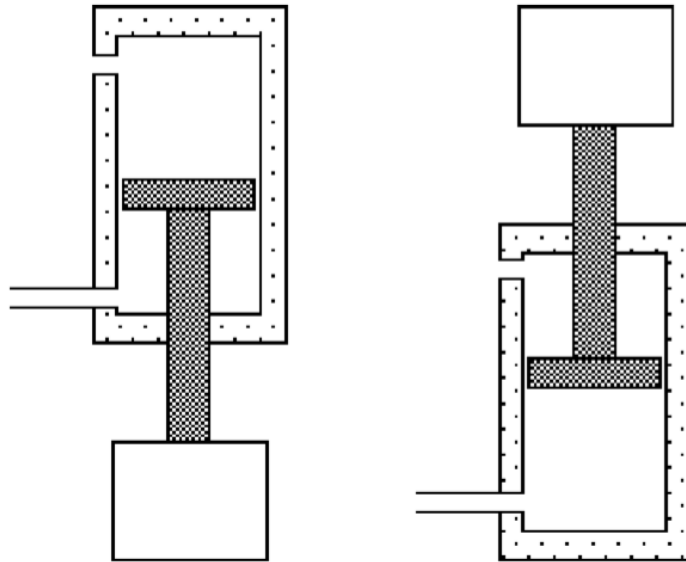
➤ Cilindros de simple efecto

En estos cilindros el fluido entra y sale por una sola cámara del mismo, mientras que el movimiento en sentido contrario se realiza por fuerzas

externas al propio sistema hidráulico (gravedad o fuerzas mecánicas).
(RAVELL, 2000 pág. 89)

Figura 2. 38

Cilindros de simple efecto



Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

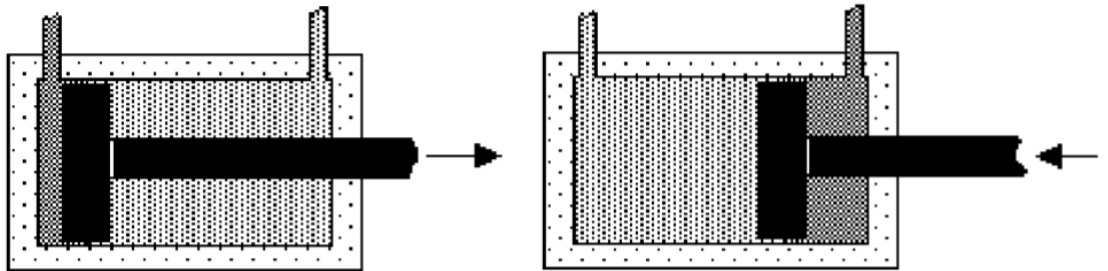
➤ **Cilindros de doble efecto**

La figura 33 muestra un cilindro de doble efecto en el cual el desplazamiento en uno y otro sentido del vástago del cilindro se realiza por medio de la presión hidráulica.

El cilindro de doble efecto puede estar montado en cualquier posición o dirección ya que el retorno del mismo no se debe a ninguna acción ajena al mismo.

A pesar de que los cilindros de simple efecto son bastante utilizados, la mayoría de los cilindros de los sistemas hidráulicos son de doble efecto.
(RAVELL, 2000 pág. 90)

Figura 2. 39
Cilindro de doble efecto

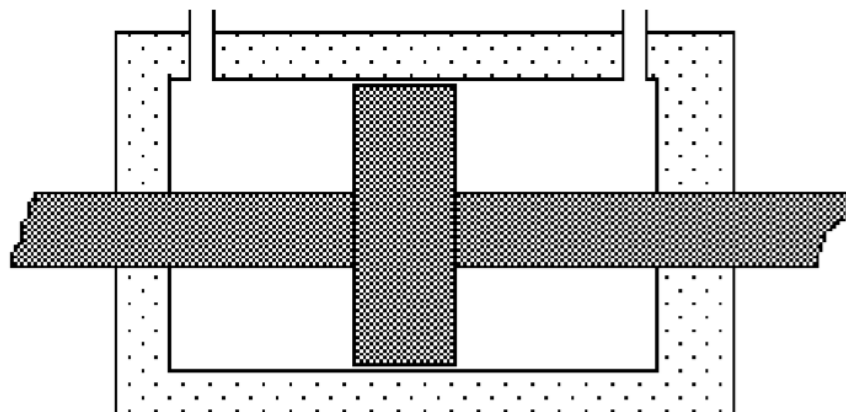


Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

➤ **Cilindros de doble vástago**

Los cilindros de doble vástago, como muestra la figura 12.3, presentan la ventaja de que en ambas caras del pistón tienen las superficies idénticas, por lo cual pueden trabajar a iguales velocidades en ambas direcciones. (RAVELL, 2000 pág. 90)

Figura 2. 40
Cilindro de doble vástago



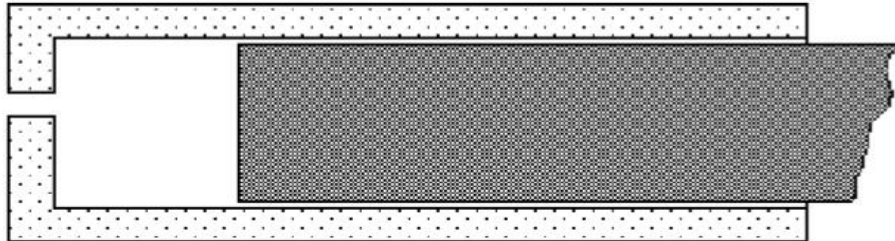
Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

➤ **Cilindros ciegos**

En estos cilindros figura 39 el pistón y el émbolo tienen el mismo diámetro, y como no hay área diferencial entre los extremos del cilindro sólo se pueden presurizar por el extremo. Estos cilindros ciegos son siempre de simple acción y se montan verticalmente. El peso de la carga hace retraer al cilindro. Normalmente son utilizados para desplazamientos muy cortos

y cargas elevadas. Un ejemplo de estos cilindros es el gato hidráulico. (RAVELL, 2000 pág. 91)

Figura 2. 41
Cilindro ciego



Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

➤ **Cilindros telescópicos**

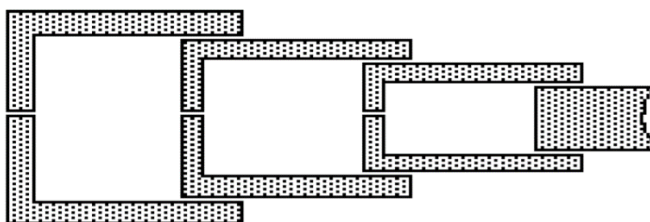
Cilindros, normalmente de simple acción, usados para largos desplazamientos y en equipos móviles (elevación de volquetes y camiones).

Los cilindros telescópicos tienen dos o más fases, también llamadas secciones o camisas que están construidas una dentro de la otra.

Son usados para aplicaciones que requieran largas carreras y donde normalmente el espacio de montaje es limitado, por lo que su longitud, una vez elongado, puede superar varias veces su longitud cuando está retraído.

Estos cilindros tienen una fuerza inicial muy fuerte que disminuye a medida que van entrando en funcionamiento las distintas fases, ya que cada fase tiene una sección inferior a la anterior. (RAVELL, 2000 pág. 91)

Figura 2. 42
Cilindro telescópico



Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

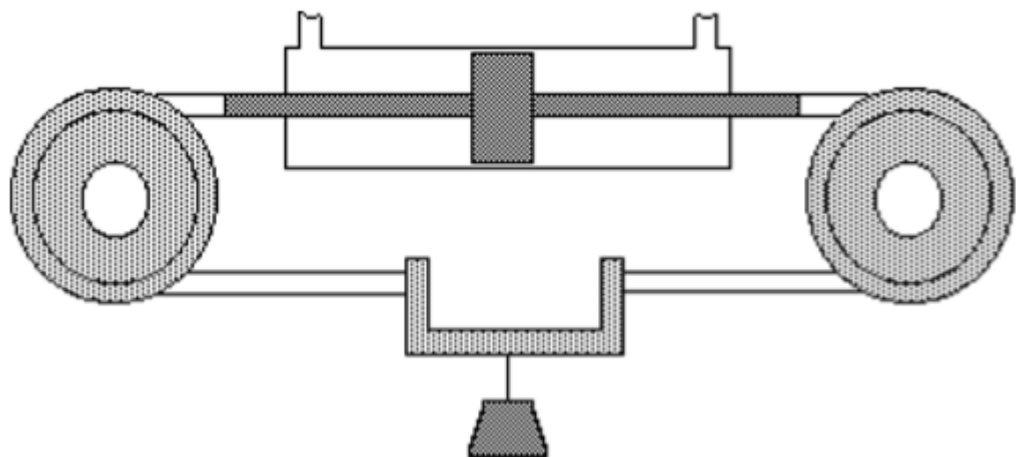
➤ **Cilindros de cable**

Estos cilindros son de doble acción y particularmente usados en aplicaciones donde se requieran largas carreras y fuerzas relativamente bajas, y además deban funcionar y trabajar en espacios limitados.

A diferencia de los otros cilindros, en lugar de conectar el émbolo con un vástago se conecta a un cable que se enrolla en sendas poleas situadas a ambos extremos del cilindro. Así, el cilindro puede mover a través del cable una carga en sentido lineal ocupando una longitud total ligeramente superior al movimiento total de la carga. (RAVELL, 2000 pág. 91)

Figura 2. 43

Cilindro de cable



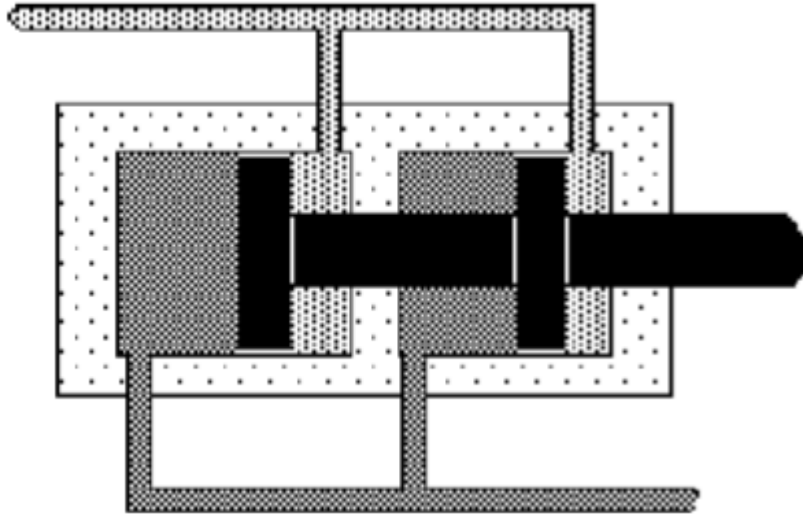
Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL, 2000)

➤ **Cilindros en tándem**

Este tipo de cilindros consiste en dos cilindros montados en línea con los émbolos interconectados por un vástago común que permite convertirlos en cilindros de doble efecto.

La gran ventaja de los cilindros en tándem es que multiplican las fuerzas sin necesidad de incrementar las presiones de trabajo o la superficie del émbolo. (RAVELL, 2000 pág. 92)

Figura 2. 44
Cilindros en tándem



**Fuente: Oleo hidráulica básica y diseño de circuitos (RAVELL,
2000)**

2.3.6. La Tolva

Es un equipo de almacenamiento de mineral ya sea grueso o fino, la cual se compone de dos partes: • Una sección convergente situada en su parte inferior a la que se conoce como boquilla, la cual puede ser de forma cónica o en forma de cuña, y • Una sección vertical superior que es la tolva propiamente dicha, la cual proporciona la mayor parte del volumen de almacenamiento de mineral. (SIUCE, 2016 pág. 2)

Figura 2. 45
Tolva para mineral.



Fuente: Diseño de Tolvas (SIUCE, 2016)

Se pueden construir en hormigón o en chapa de acero. Suelen utilizarse para los productos finales (comerciales). -Pueden ser de fondo plano (el árido actúa como protección) o inclinado. -La extracción se hace mediante alimentador o por gravedad. -La carga puede hacerse directamente sobre camión (tolva elevada) o mediante cinta (faja). (UNSA, y otros, 2018 pág. 12)

2.3.7. Tolvas de almacenamiento de minerales

Una tolva es un equipo de almacenamiento de mineral ya sea grueso o fino, la cual se compone de dos partes: Una sección convergente situada en su parte inferior a la que se conoce como boquilla, la cual puede ser

de forma cónica o en forma de cuña, y una sección vertical superior que es la tolva propiamente dicha, la cual proporciona la mayor parte del volumen de almacenamiento de mineral. Para diseñar una tolva de almacenamiento conexas a un sistema de manipuleo de mineral en una Planta Concentradora es fundamental la determinación de las características de flujo mediante el ensayo de una muestra representativa. (UNSA, y otros, 2018 pág. 11)

a) Tipos de tolvas en minería

3. Tolvas de gruesos

Las tolvas de gruesos son depósitos que sirven para almacenar el mineral bruto que viene de la mina, y así alimentar a las chancadoras en forma regular. Generalmente estas tolvas de gruesos son de concreto armado, tienen la forma cuadrada que termina en un cono piramidal provista en la parte superior de una parrilla rustica construida de rieles, sirven para recibir mineral que nos entrega mina. (UNSA, y otros, 2018 pág. 15).

4. Tolvas de finos

Las tolvas de finos son depósitos que sirven para almacenar el mineral fino, ya chancado y abastecer a los molinos en una forma regular.

- Aseguran una alimentación constante a los molinos.
- Nos permite hacer reparaciones en la sección molienda sin necesidad de parar la sección chancado.
- Nos permiten parar la sección chancado, para realizar reparaciones, limpieza, etc. sin necesidad de parar la sección molienda. (UNSA, y otros, 2018 pág. 18)

2.4. Definición de términos básicos

Principio: Un principio es una ley o regla que se cumple o debe seguirse con cierto propósito, como consecuencia necesaria de algo o con el fin de lograr lo conseguido.

Fuerza de empuje: La fuerza de empuje es una fuerza que aparece cuando se sumerge un cuerpo en un fluido.

Flotación: Científicamente hablando, la flotación es un proceso fisicoquímico, en el que la fuerza del fluido actúa sobre el objeto en cuestión, impidiéndole que se sumerja a través de este.

La presión en un sistema hidráulico: Proviene de la resistencia al flujo. Para ilustrar mejor este principio, piense en el flujo que se descarga desde una bomba hidráulica. La bomba produce flujo, no presión. Sin embargo, si empezamos a restringir el flujo desde la bomba, esto genera presión.

Flujo: El flujo en un sistema hidráulico se produce desde una bomba de desplazamiento positivo. Esto es distinto del caso de una bomba centrífuga, que no es de desplazamiento positivo. El flujo es lo que lo hace funcionar. Para que cualquier elemento en un sistema hidráulico se mueva, se debe suministrar flujo al actuador.

Potencia: La potencia se puede definir como la velocidad de ejecución del trabajo, o trabajo en tiempo expresado en segundos. La potencia hidráulica es otro método para transferir energía.

Energía: La energía se puede definir como la capacidad de trabajo. En un sistema hidráulico esta se transfiere desde un motor eléctrico, o fuente de potencia de entrada, a un actuador o dispositivo de salida. Este medio de transferencia de energía, aunque no siempre es el más eficiente, cuando se aplica correctamente puede ofrecer un control de trabajo óptimo.

III. HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1. General

Si se diseña un sistema oleo hidráulico teniendo en cuenta los parámetros básicos de diseño , el diseño de los actuadores hidráulicos y tuberías , así como la selección de los componentes en base a los criterios de calidad , costo y marca , nos permitirá el accionamiento mecánico de la compuerta de la tova de flujo másico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre de la región Junín.

3.1.2. Específicas

- Si se brindan los parámetros básicos de diseño que nos permita seleccionar la metodología de manera correcta, nos garantizara un correcto cálculo del sistema oleo hidráulico.
- Si se diseña los actuadores hidráulicos y tuberías mediante el método de esfuerzo admisible y la ecuación de continuidad para las tuberías respectivamente nos garantizará el correcto accionamiento de la compuerta
- Si se selecciona los componentes del sistema oleo hidráulico en base a los siguientes criterios, calidad, costo y marca de los componentes, nos garantizara que el sistema trabaje de manera adecuada

3.2 Definición conceptual de variables

3.2.1 . Diseño de un sistema oleo hidráulico

Según el Curso sistemas hidráulicos de maquinaria pesada – componentes y mantenimiento (Maquinariaspesadas.org, 2019).

La Oleo hidráulica una de las formas más versátiles y flexibles que ha inventado el hombre para transmitir energía. Los sistemas hidráulicos sencillamente, convierten la energía de una forma a otra para desempeñar labores útiles. En las máquinas este se traduce en el uso de la energía de un motor Diesel o gasolina en potencia hidráulica. Por ejemplo: se usa la energía hidráulica para elevar y descender el cucharón de un cargador o la hoja topadora de un tractor, también se usa para inclinar hacia el frente o atrás y para accionar implementos que rotan, agarran, empujan, jalan y desplazan cargas de un lugar a otro. Otra aplicación importante es accionar los cilindros de la dirección y el sistema de frenos.

3.2.2 Accionamiento de la compuerta

Es la acción de poner en marcha a la compuerta, para que esta se pueda abrir o cerrar.

3.3 Operacionalización de variables

Tabla 3. 1
Operacionalización de variables

VARIABLES	DIMENSIÓN	INDICADOR
Diseño de un sistema oleo hidráulico	Actuadores de doble efecto	Fuerza (kg-f) , esfuerzo($kg - f/mm^2$) y rigidez
	Tuberías hidráulicas	Presión(bar) y velocidad (m/s)
	Bombas	Caudal(Lt/s)
	Motor	Potencia (hp)
	Filtros	Grado de filtración(μ)
	Válvulas	Presión(bar) y Caudal (Lt/s)
Accionamiento de compuerta	Peso	Fuerza (N)

Fuente: Elaboración propia

IV.DISEÑO METODOLOGICO

4.1. Tipo y diseño de investigación

4.1.1. Tipo de investigación

"La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad" (EZPINOZA, 2010 pág. 76)

En referencia a estas definiciones el proyecto de tesis que se presenta se basa en una investigación tipo tecnológica aplicada, el cual consiste en la investigación, planteamiento y desarrollo de un diseño desarrollando una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales.

4.1.2. Diseño de investigación

"La investigación no experimental: hace referencia a aquellas cuyas variables independientes carecen de manipulación intencional, y no poseen grupo de control, ni mucho menos experimental. Analizan los hechos y fenómenos de la realidad después de su ocurrencia." (Carrasco, 2008, p.71).

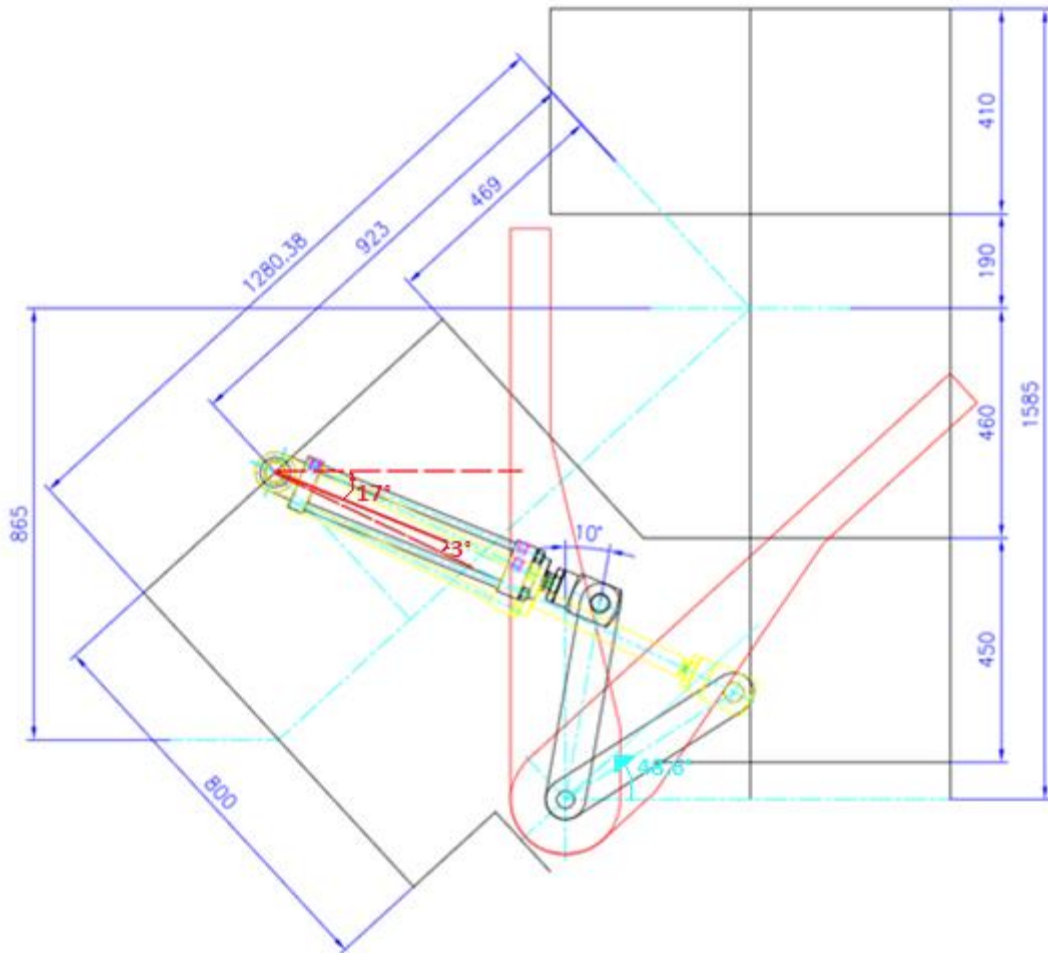
"El diseño no experimental se divide tomando en cuenta el tiempo durante se recolectan los datos, estos son diseño transversal, donde se recolectan datos en un sólo momento, en un tiempo único, su propósito es describir variables y su incidencia de interrelación en un momento dado, y el diseño longitudinal, donde se recolectan datos a través del tiempo en puntos o periodos, para hacer inferencia respecto al cambio, sus determinantes y sus consecuencias." (Sampieri , 2010 p149).

En referencia a estas definiciones se determina que este proyecto de tesis es de carácter no experimental.

A continuación, se presenta el esquema del actuador hidráulico con la compuerta de desviación:

Figura 4. 2

Esquema de la compuerta de desviación y actuadores hidráulicos

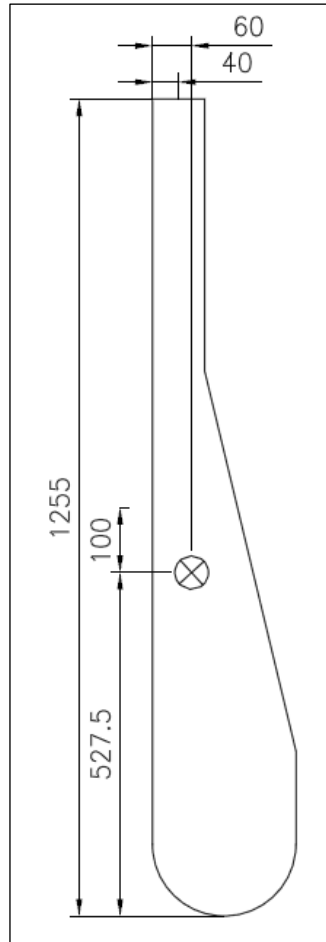


Fuente: Elaboración Propia

Debido a que se desconoce a detalle la geometría de la compuerta de desviación, se plantea que su centro de gravedad se ubique de la siguiente manera:

Figura 4. 3

Esquema de la compuerta de desviación de rocas.



Fuente: Elaboración Propia

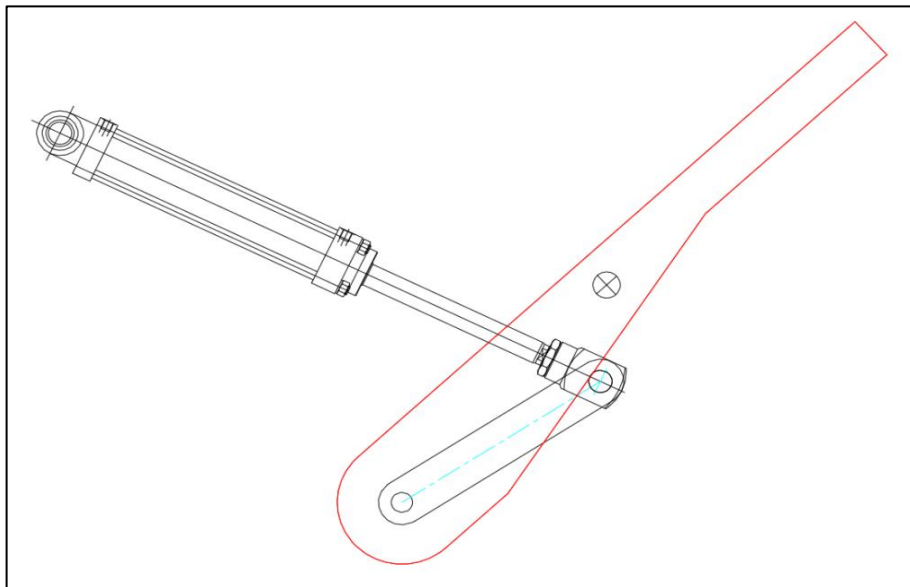
a) Cálculos de resistencia:

- **Cálculo de fuerza de entrada del vástago: (Tracción)**

El caso crítico será cuando se quiera regresar a la compuerta a su posición vertical. Debido a que se estará descargando las rocas, se asume que hay un peso adicional de 1000 kg-f, el cual para fines prácticos se le adicionará al peso de la compuerta.

Figura 4. 4

Esquema de la compuerta de desviación al desviar el flujo de rocas



Fuente: Elaboración Propia

En este caso la compuerta estará a un ángulo de 48.8° de la horizontal según los datos preliminares y el pistón abra girado unos 3° por el desplazamiento de su vástago.

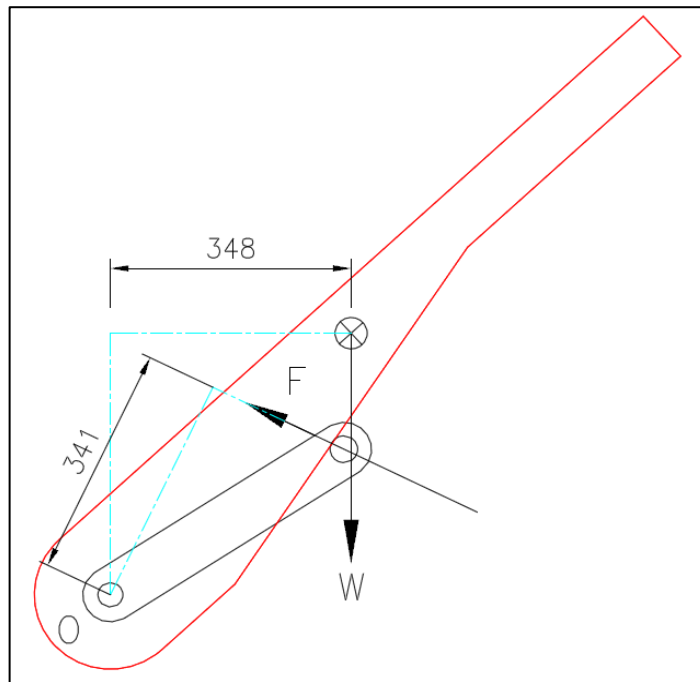
Hallamos las distancias perpendiculares a las fuerzas para aplicar momentos.

$$527.5x \cos(48.6) = 347.458 \approx 348$$

$$400x \sin(20 + 38.6) = 341.420 \approx 341$$

Figura 4. 5

DCL de la compuerta de desviación entrada



Fuente: Elaboración Propia

Luego, se halla la fuerza que genera los dos actuadores hidráulicos para poder empujar la compuerta. Cabe resaltar que se calculará la sumatoria de momentos desde el pivote que tiene la compuerta.

El peso de la compuerta es de 421 kg-f

$$\sum M = 0$$

$$348 * (1000 + 421) = 341 * 2 * F$$

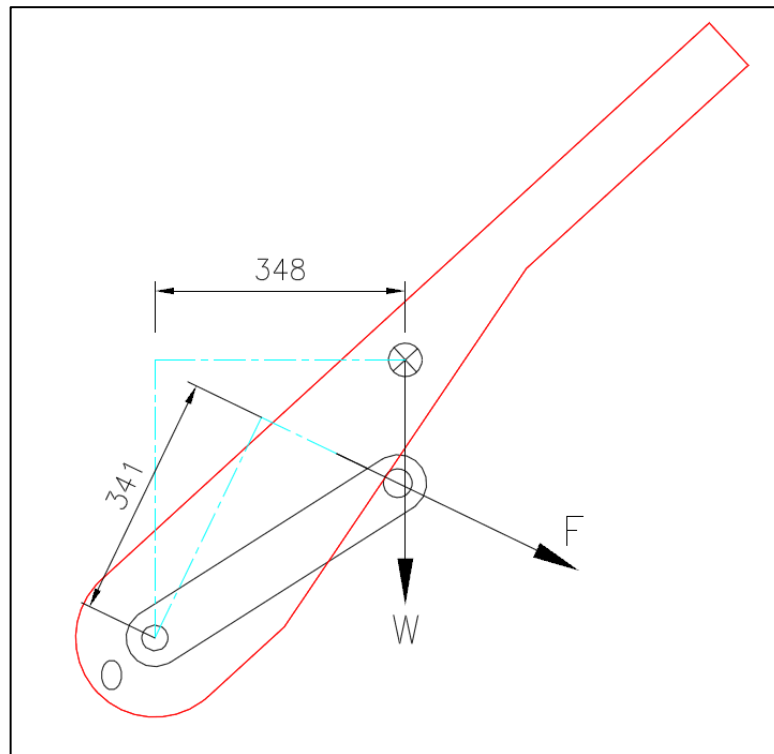
$$F_{entrada_vastago} = 725 \text{ kg} - f$$

- **Fuerza de salida del vástago: (Compresión)**

El actuador hidráulico trabajará a compresión cuando este tenga que empujar/acercar la compuerta de desviación hacia el chute para poder desviar el flujo de los pebles, siendo presuntamente el caso crítico cuando se tenga la carrera máxima, ya que la fuerza de pandeo es proporcional al cuadrado de la longitud de pandeo.

Figura 4. 6

DCL de la compuerta de desviación salida

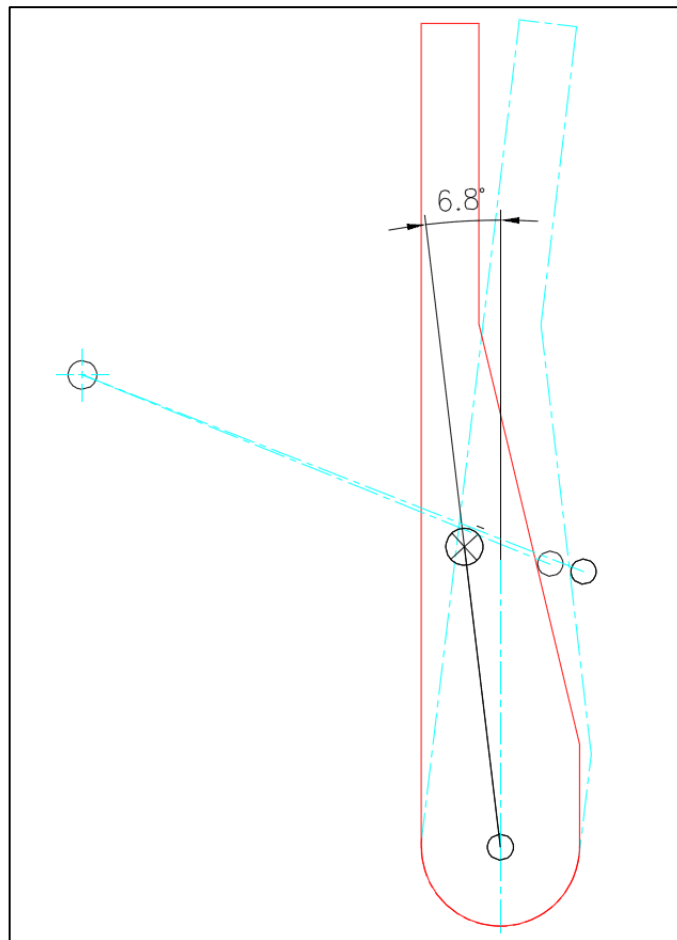


Fuente: Elaboración Propia

Según el DCL, se observa que en este caso el peso de la compuerta de desviación favorece el movimiento de esta ya que la fuerza de los actuadores hidráulicos produce un torque en el mismo sentido que el torque generado por el peso de la compuerta, por lo que este no será el caso crítico.

En cambio, el caso crítico para el pandeo se dará cuando se tenga que cambiar de su posición vertical la compuerta para poder empujarla hacia el chute.

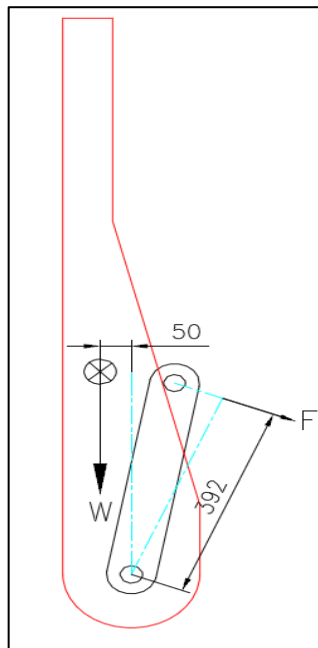
Figura 4. 7
Rotación de compuerta de desviación



Fuente: Elaboración Propia

La compuerta trabajará con mayores cargas al rotar 6.8 grados, ya que luego el peso de la compuerta ayudará a generar un torque a favor de la rotación deseada. Para esta rotación, el actuador se habrá desplazado linealmente 48 mm.

Figura 4. 8
DCL de la compuerta de desviación



Fuente: Elaboración Propia

Luego, se halla la fuerza que genera los dos actuadores hidráulicos para poder empujar la compuerta. Cabe resaltar que se calculará la sumatoria de momentos desde el pivote que tiene la compuerta.

El peso de la compuerta es de 421 kg-f.

$$\sum M = 0$$

$$50 * 421 = 392 * 2 * F$$

$$F_{salida_vástago} = 27 \text{ kg} - f$$

b) Selección de pistón y vástago

- **Cálculo de presión de trabajo**

Primero se asumirá una presión de trabajo para hallar un diámetro de pistón, luego, se selecciona el pistón y se recalcula la presión real de trabajo, así como también se seleccionará un diámetro de vástago. Por lo cual lo analizamos en la posición mas critica, que es cuando la compuerta esta abierta con toda la carga encima, esta posición se dará en la entrada del vástago.

- **Presión de entrada del vástago**

$$P_{\text{émbolo_anular}} = \frac{F_{\text{entrada_vástago}}}{A_{\text{émbolo_anular}}}$$

$$A_{\text{émbolo_anular}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{émbolo}}^2 - d_{\text{vástago}}^2)$$

Asumiendo una presión de 200 bar:

$$P_{\text{émbolo}} = 200 \text{ bar}$$

$$F_{\text{salida_vástago}} = 725 \text{ kg} - f$$

$$A_{\text{émbolo_anular}} = 3.625 \text{ cm}^2$$

Tabla 4. 1

Selección de cilindros Hidráulicos

D (mm)	d (mm)	A1 (cm ²)	A0 (cm ²)	D (mm)	d (mm)	A1 (cm ²)	A0 (cm ²)
40	16	12,57	10,56	100	40	78,54	65,97
	20		9,42		50		58,91
	25		7,66		63		47,37
50	20	19,64	16,49	125	50	122,72	103,08
	25		14,73		63		91,55
	32		11,59		80		72,45
63	25	31,17	29,26	160	63	201,06	169,89
	32		23,13		80		150,8
	40		18,61		100		122,52
80	32	50,27	42,22	200	80	314,16	263,89
	40		37,7		100		235,62
	50		30,63		125		191,44
				250	100	490,88	412,34
					125		368,16
					160		289,81

Leyenda	
D	Diámetro del émbolo
d	Diámetro del vástago
A1	Área del embolo
A0	Área anular

Fuente: Catalogo de cilindro Fluidtek

Utilizamos la tabla de este fabricante, el cual trabaja en la selección de tubos y barras bajo las medidas mas comerciales en el mercado.

Podremos seleccionar cualquier área anular > 3.625 cm²

Seleccionamos el área anular de 37.7 cm², por que necesitamos un cilindro robusto por las condiciones de trabajo, por lo tanto seleccionamos:

$$D_{\text{émbolo}} = 80 \text{ mm} \text{ y } d_{\text{vástago}} = 40 \text{ mm}$$

(Dimensiones que comprobaremos por pandeo y fluencia)

Se recalcula la presión de trabajo:

$$P_{\text{embolo_anular_real}} = \frac{F_{\text{entrada_vástago}}}{A_{\text{anular_seleccionado}}}$$

$$A_{\text{anular_seleccionado}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{embolo_seleccionado}}^2 - d_{\text{vástago_seleccionado}}^2)$$

$$A_{\text{anular_seleccionado}} = 37.7 \text{ cm}^2$$

$$P_{\text{embolo_real}} = \frac{F_{\text{salida_entrada}}}{A_{\text{embolo_seleccionado}}} = 19.23 \text{ bar} \approx 20 \text{ bar}$$

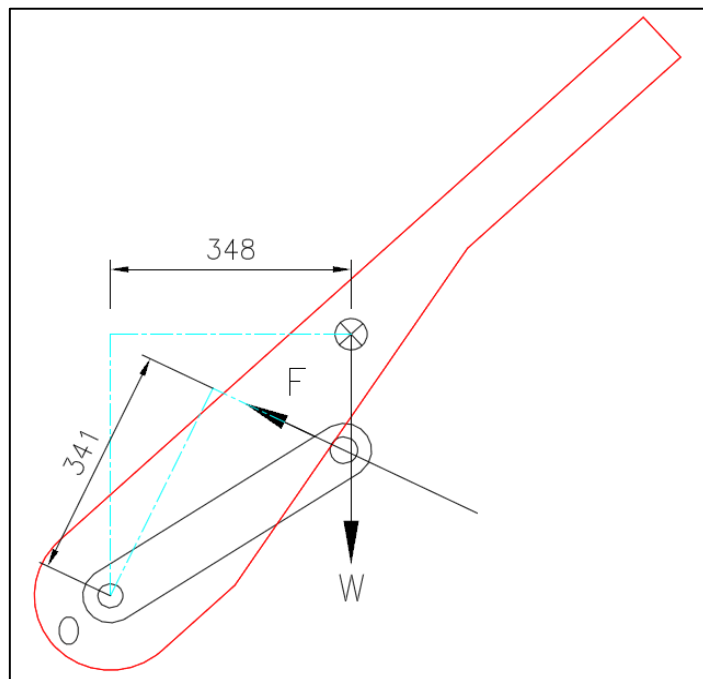
La presión máxima necesaria para mover el actuador hidráulico es de 20 bar. Sin embargo, debido a que se tendrán pérdidas de presión en mangueras, accesorios, válvulas; se considerará una presión mayor para sestear la válvula limitadora de presión.

- **Comprobación por pandeo:**

Se deberá comprobar que la fuerza de compresión (salida del vástago) sea menor a la fuerza de pandeo (usamos Euler), comprobamos si el vástago pandeo para el diámetro seleccionado de 40 mm.

Figura 4. 9

DCL de la compuerta para la comprobación de pandeo



Fuente: Elaboración Propia

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2 * FS}$$

E_{vast} = Módulo de elasticidad del material del vástago

(Utilizamos acero 1045 por criterio de costos y dureza de barra)

$$E_{vast} = 210 \text{ GPa}$$

I_{vast} = Momento de inercia de la sección transversal del vástago ($\pi d^4 / 64$)

$$I_{vast} = 0.25 * \pi * radio_{vástago}^4$$

$$radio_{vástago} = 20 \text{ mm} \approx 0.02 \text{ m}$$

$$I_{vast} = 1.256637 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

L_p = Longitud equivalente o longitud libre de pandeo que depende del montaje del cilindro (tipo de sujeción), y de la longitud total (tomada en la posición de carrera máxima).

Figura 4. 10

Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada.

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica				
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Fuente: Sistemas Neumáticos Y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017)

$$L_p = Carrera_{vástago} * k$$

$$Carrera_{vástago} = 350 \text{ mm (Segun la necesidad del cliente)}$$

$$k = 2 \text{ (pivote posterior guiado)}$$

FS = Factor de seguridad que depende de la aplicación del cilindro, y oscila entre 2 y 5. (Tomamos 5 por criterio de calidad)

$$FS = 5$$

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2 * FS}$$

$$F_{pandeo} = 106307 \text{ kg}$$

$$F_{actuante} = 27 \text{ kg} - f \text{ (fuerza de salida del vástago)}$$

$$F_{actuante} < F_{pandeo}$$

Se comprueba que el vástago no pandeará.

Incluso, la fuerza de pandeo también es mucho mayor que la fuerza de entrada del vástago.

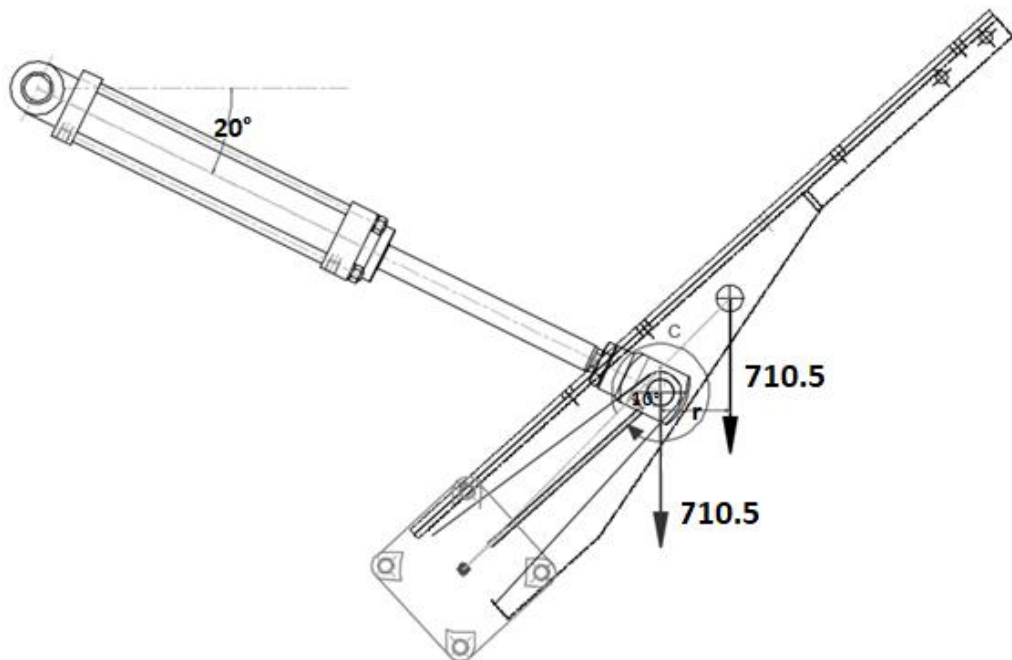
- **Verificación por fluencia:**

Con la fuerza actuante se procede a calcular los esfuerzos en el actuador hidráulico, en su posición crítica.

El peso de la compuerta y de la carga es 1421 kg-f, pero este se distribuirá en los dos pistones por lo cual consideramos 710.5 kg-f

Figura 4. 11

DCL de compuerta para la verificación por fluencia.



Fuente: Elaboración Propia

Trasladamos la fuerza del peso y la carga a la horquilla del vástago para analizar la fluencia

$$r = 527.5 \cos(48,6) - 400 \cos(38,6)$$

$$r = 36,23 \text{ mm}$$

$$C = F \times r$$

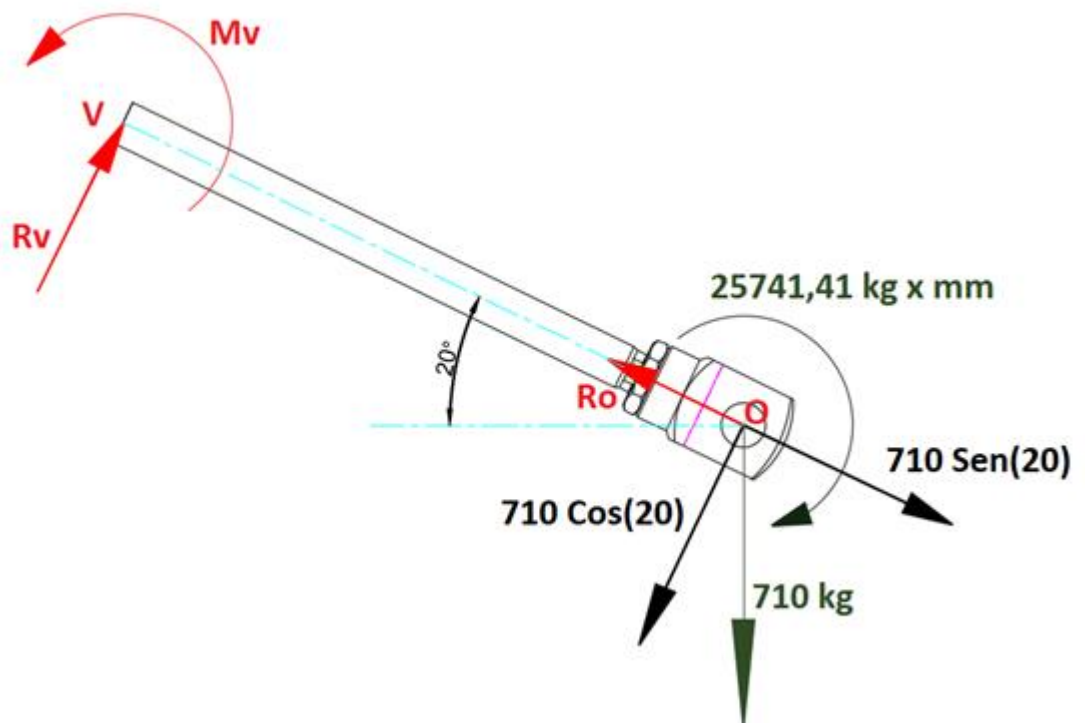
$$C = 710,5 \times 36,23$$

$$C = 25741,415 \text{ kg} - \text{fx mm}$$

Analizamos la fluencia en el vástago cortando en su punto critico recordando que la carrera es 322 mm:

Figura 4. 12

DCL del vástago para verificar la fluencia



Fuente: Elaboración Propia

Equilibrio en el punto critico donde el vástago soporta la mayor carga

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_o = 710 \text{ Sen}_{(20)}$$

$$R_o = 242.83$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_v = 710 \cos(20)$$

$$R_v = 667.1817$$

$$\Sigma M = 0$$

$$M_v = C + 710 \cos(20) \times 322$$

$$M_v = 240573,37 \text{ kg} \times \text{mm}$$

Calculamos los esfuerzos de fluencia:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W}$$

Módulo de sección requerido para una sección circular:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

Remplazamos nuestros datos:

$$\sigma_f = \frac{240573,37}{\frac{\pi \times 40^3}{32}}$$

$$\sigma_f = 38,28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 375,39 \text{ MPa}$$

Esfuerzo axial:

$$\sigma_{axial} = \frac{F_{Axial}}{A} = \frac{667}{\frac{40^2 \times \pi}{4}}$$

$$\sigma_{axial} = 0,53 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 5.20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_f + \sigma_{axial} = 380.59 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de fluencia de la barra de acero c45 es 459 MPa.

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{F.S}, \text{ consideramos un factor de seguridad} = 1.1$$

$$\sigma_{max} < \sigma_{admisible}$$

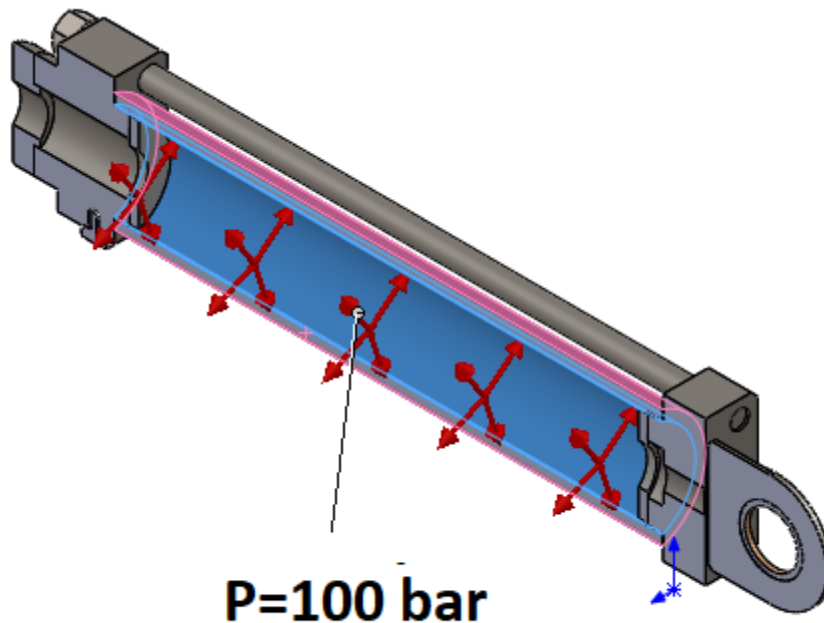
$$380.59 < 417$$

Notamos que el esfuerzo máximo en su punto crítico no supera el esfuerzo admisible del material por lo cual la selección del vástago es validada por criterio de falla.

Cálculo de esfuerzo de fluencia del tubo, la presión del pistón en su punto crítico es de 20 bar , nosotros consideramos las pérdidas y picos bomba por lo cual calcularemos para una presión de 100 bar.

Figura 4. 13

Corte de cilindro para verificar la fluencia en el tubo



Fuente: Elaboración Propia

El cilindro funcionará como un recipiente a presión el cual tendrá una tensión circunferencial y longitudinal.

Tensión circunferencial:

$$\sigma_{circunferencial} = \frac{pr}{t}$$

p: presión

r: radio interior

t: espesor de tubo

$$\sigma_{circunferencial} = \frac{100 \times 40}{15} = 266.67 \text{ bar} = 26,6 \text{ MPa}$$

Tensión longitudinal:

$$\sigma_{longitudinal} = \frac{pr}{2t}$$

$$\sigma_{longitudinal} = \frac{100 \times 40}{2 \times 15} = 133,33 \text{ bar} = 13,3 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo generado será el esfuerzo más crítico:

$$\sigma_{max} = 26,6 \text{ MPa}$$

El material seleccionado es un tubo de acero E355 cuyo esfuerzo de fluencia es de 627 MPa.

$$\sigma_{max} < \sigma_{admisible}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{F.S}, \text{ consideramos un factor de seguridad} = 1.1$$

$$26.6 < 570$$

Notamos que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo admisible del material por lo cual la selección del tubo o cilindro es validada por criterio de falla.

Según el análisis presentado se observa que el actuador hidráulico no fallaría por resistencia ya que los esfuerzos actuantes son muy menores respecto al esfuerzo de fluencia del material. Sin embargo, cabe recordar que las bombas de engranajes trabajan con presiones máximas en un rango entre 200 a 260 bares, por lo que la presión de trabajo estará restringida por la capacidad de las bombas y no por la resistencia de los materiales.

c) Cálculos hidráulicos

- **Caudal requerido por el actuador hidráulico en la salida del vástago**

El caudal requerido será determinado dividiendo el volumen dentro del cilindro entre el tiempo que demore el vástago en entrar completamente al cilindro.

Para esto, tomamos el tiempo de avance de 20 s que es el tiempo que el cliente en el cual se desea que abra y cierre la compuerta.

Volumen máximo de aceite en el cilindro 80x40x350mm:

$$Vol_{aceite_piston} = A_{piston} * carrera$$

$$Vol_{aceite_piston} = \frac{\pi}{4} D^2 * carrera$$

$$Vol_{aceite-piston_salida} = \frac{\pi}{4} (8 \text{ cm})^2 * 35 \text{ cm}$$

$$Vol_{aceite-piston_{salida}} = 1759.3 \text{ cm}^3 = 1.76 \text{ L}$$

$$Vol_{aceite-piston_{entrada}} = \frac{\pi}{4} ((8 \text{ cm})^2 - (4 \text{ cm})^2) * 35 \text{ cm}$$

$$Vol_{aceite-piston_{entrada}} = 1319.4 \text{ cm}^3 = 1.32 \text{ L}$$

Como los 2 actuadores hidráulicos funcionan al mismo tiempo:

$$Q_{piston} = 1.76 \frac{\text{L}}{10\text{s}} * \frac{60\text{s}}{\text{min}} = 10.56 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$Q_{2_pistones} = 21.12 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

- **Selección del Aceite**

Almandós nos presenta una tabla donde recomiendan la selección del aceite según su área de aplicación.

Tabla 4. 2

Criterio de selección de aceite

Clase SAE	ISO - VG	Area de aplicación
30		Instalaciones estacionarias en lugares cerrados y altas temperaturas
	100	
20 W	68	A temperaturas normales
10 W	46	
5 W	32	Para instalaciones al aire libre. Hidráulica móvil
	22	
	(15)	
	10	

Fuente: Sistema Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 10)

La unidad hidráulica trabajara en una mina en la sierra peruana donde la temperatura ambiente es muy baja por lo cual se le instalara una resistencia que mantendrá el aceite a 40°C temperatura normal, por lo cual seleccionamos una aceite ISO 46.

- **Selección de tuberías**

Cálculo del diámetro nominal:

El cálculo del diámetro de las tuberías se realiza mediante el teorema de la continuidad:

$$Q = \frac{\pi x d_i^2}{4} x V$$

Tabla 4. 3

Recomendación de velocidades del aceite hidráulico en tuberías

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática	Velocidad v	Presión p	Velocidad v	Velocidad v
mm ² /s	m/s	bar	m/s	m/s
150	0,6	25	2,5 - 3	1,7 – 4,5
100	0,75	50	3,5 – 4	
50	1,2	100	4,5 – 5	
30	1,3	200	5 – 6	
		>200 (v=30 – 150 mm ² /s)	6	

Fuente: Sistema Neumáticos y Oleo hidráulicos (ALMADOZ, y otros, 2017 pág. 125)

Suponemos una velocidad en la impulsión de 5 m/s la cual la recalcularemos luego.

$$Q = \frac{\pi x d_i^2}{4} x V \rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4 x 21.12 x 10^{-3}}{60 x \pi x 5}}$$

$$d_i = 0.00864 m = 8.64 mm$$

Tabla 4. 4
Tuberías Inoxidables Dicsa

Tubo rígido - 6 mts

Rigid pipe - 6 mts

Tube rigide - 6 mts

Tubo rigido - 6 mts



Ø OUTER Ø EXT.	Ø INNER Ø INT.	WP (bar) PRESIÓN TRABAJO (bar)	KG/M	Thickness (mm) Espesor (mm)	Part nº Referencia	€/M
6	4	490	0,125	1	ZTH0060100	13,39
8	6	368	0,175	1	ZTH0080100	15,40
10	7	441	0,318	1,5	ZTH0100150	21,93
12	9	368	0,393	1,5	ZTH0120150	24,20
14	10	420	0,600	2	ZTH0140200	33,71
15	12	294	0,506	1,5	ZTH0150150	25,44
16	12	368	0,700	2	ZTH0160200	33,07
18	15	245	0,618	1,5	ZTH0180150	30,66
20	14	441	1,275	3	ZTH0200300	57,75
22	18	267	1,000	2	ZTH0220200	46,13
25	19	353	1,650	3	ZTH0250300	75,01
28	24	210	1,302	2	ZTH0280200	59,06
30	24	294	2,028	3	ZTH0300300	92,13
35	31	168	1,653	2	ZTH0350200	*
38	30	309	3,355	4	ZTH0380400	*
42	36	210	2,930	3	ZTH0420300	*

Fuente: Catalogo Pipe (DICSA pag. 91)

Seleccionamos la tubería con la tabla de este fabricante de tuberías inoxidables a alta presión.

Seleccionamos una tubería con

$$d_i = 9 \text{ mm}$$

$$d_e = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Presion de trabajo} = 368 \text{ bar.}$$

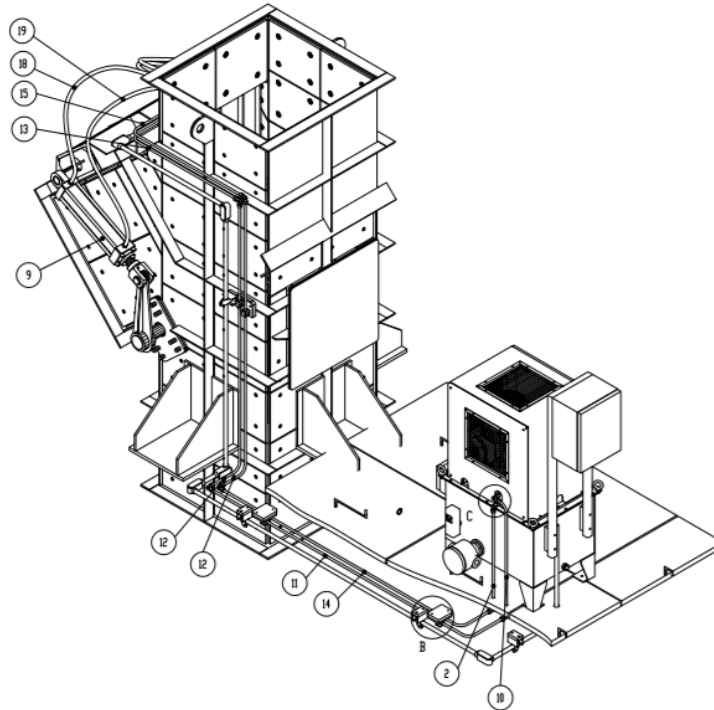
Recalculamos la velocidad de impulsión.

$$V_{impulsion} = \frac{Q}{\frac{\pi \times d_i^2}{4}} = \frac{21.12 \times 10^{-3} \times 4}{\pi \times 0.009^2 \times 60} = 5.53 \text{ m/s}$$

- **Cálculo de pérdidas de carga en tuberías:**

Realizamos el tendido de tuberías el cual se posiciono respecto a las condiciones en campo, mostramos la siguiente figura que indica el tendido.

Figura 4. 14
Tendido de tuberías hidráulicas



Fuente: Elaboración Propia

Las longitudes de las tuberías hidráulicas las tendremos en el plano del tendido en el anexo.

Las pérdidas de carga total:

$$H_{\text{perdidas en tuberías}} = H_g + H_f + H_s$$

Perdidas de carga geodésica (H_g):

Altura de la succión de la bomba a lo máximo de la tubería.

$$H_g = 1.4 \text{ m}$$

Perdidas de carga primaria (H_f):

Utilizamos la ecuación de Darcy-Weisbach

$$H_f = f \times \frac{L \times V^2}{2 \times g \times D}$$

Donde f dependerá del N° de Reynolds y/o de la rugosidad relativa. El N° de Reynolds en la entrada al cilindro es:

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

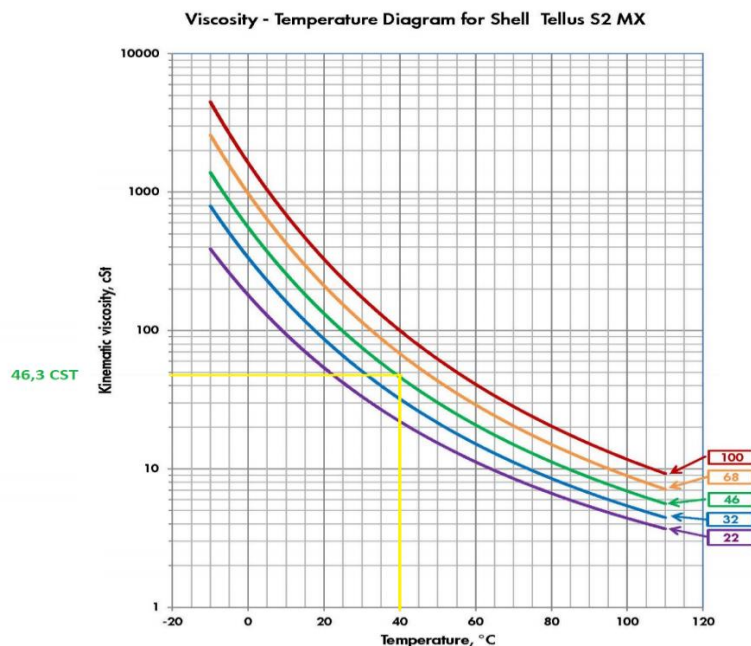
Para determinar la viscosidad cinemática del aceite ISO 46 seleccionado tomamos esta tabla del aceite comercial Shell Tellus S2 mx a la temperatura de 40°C.

Perdidas de carga secundaria (H_s):

$$H_s = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Figura 4. 15

Graficas Viscosidad – Temperatura Shell Tellus S2



Fuente: Catalogo SHELL TELLUS S2 MX 68

Donde la $v = 46.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{5.53 \times 9 \times 10^{-3}}{46.3 \times 10^{-6}} = 1074.94$$

Como $Re < 2000$ en ambos casos entonces $f = \frac{64}{Re}$ de dónde

$$f = \frac{64}{1074.94} = 0.0595$$

$$L = 4.95 \text{ m}$$

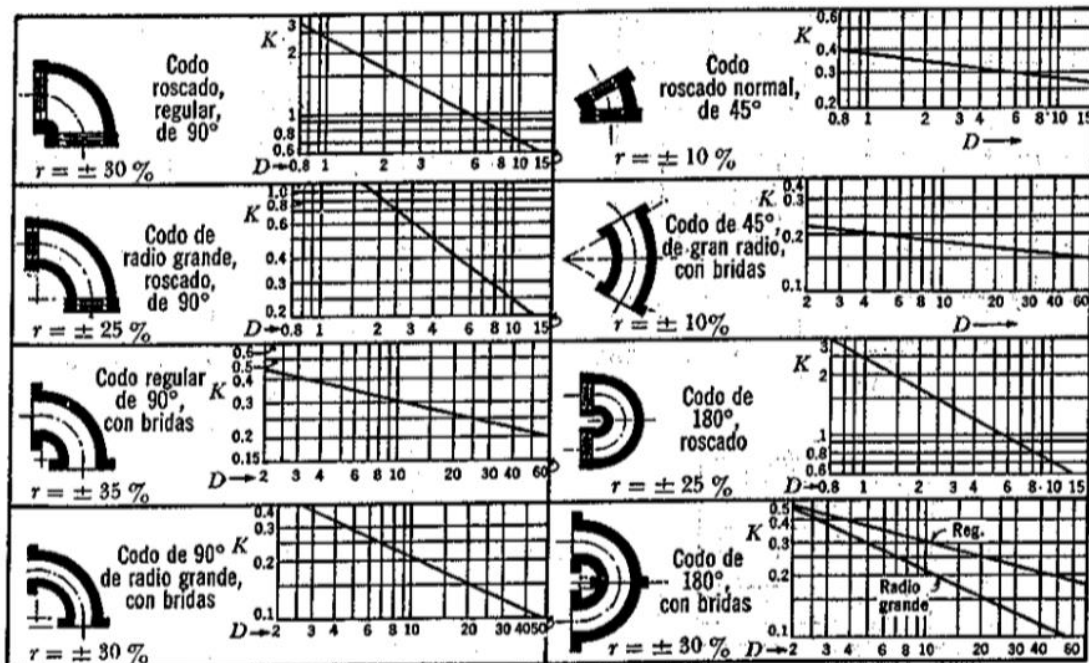
$$H_f = f \times \frac{L \times V^2}{2 \times g \times D} = 0.0595 \times \frac{4.95 \times 5.53^2}{2 \times 9.81 \times 9 \times 10^{-3}} = 51.007 \text{ m}$$

Perdidas de carga Secundarias (H_s)::

Resistencia al flujo en conductos a presión

Figura 4. 16

Coeficiente de pérdida para codos



Fuente: Hidráulica General (SOTELO ÁVILA, 1997 pág. 306)

Utilizamos un codo de radio grande roscado de diámetro nominal de 9 mm <> 0.9 cm

Por lo que nuestro $K = 1.5$

En nuestro caso se generará pérdidas de accesorios en los codos del tendido de tuberías.

Tenemos 4 codos en nuestra distribución y 3 dobles de tuberías con $k=2.5$.

$$H_s = \Sigma K x \frac{V^2}{2 x g}$$

$$H_s = 4 x 1.5 x \frac{5.53^2}{2 x 9.81} + 3 x 2.5 x \frac{5.53^2}{2 x 9.81}$$

$$H_s = 21.04 m$$

Pérdidas totales (H_T):

$$H_T = H_g + H_f + H_s$$

$$H_T = 1.4 + 51 + 21.04$$

$$H_T = 73.44 m$$

Multiplicamos por el peso específico del aceite para hallar las pérdidas de presión en el sistema. $\delta = 8.436 KPa$

$$\Delta P = H_T x \delta$$

$$\Delta P = 73.44 x 8.436 = 619.53 KPa = 6.19 bar$$

Perdidas en las mangueras:

Estas mangueras solo presentaran pérdidas primarias:

Son 2 pistones por lo cual serán dos mangueras de $L=1.7 m \times 1/2''$

$d_i = 9 mm$, por lo que tomaremos los mismos valores de la tubería

$$\Delta P_{mangueras} = L x f x \frac{1}{D} x \rho x \frac{V^2}{2}$$

$$\Delta P_{mangueras} = 1.7 x 0.0595 x \frac{0.8599 x 5.53^2}{2 x 9 x 10^{-3}}$$

$$\Delta P_{manguera} = 147.77 KPa = 1.47 bar$$

Como son dos mangueras en la línea de presión

$$\Delta P_{Total manguera} = 2.94 bar$$

- **Selección de válvulas**

Válvula de distribución:

Para el accionamiento de la compuerta hidráulica necesitamos una válvula de distribución. La selección de la válvula distribuidora adecuada a nuestro circuito hidráulico diseñado se basa obviamente en los catálogos comerciales. Se ha de tener en cuenta en primer lugar el número de vías y posiciones de la válvula y la disposición de las primeras. En nuestro caso es de 4/3 con centros cerrados. Dentro de cada tipo de válvula existen varios tamaños, generalmente tan solo 2 ó 3 tamaños, que se diferencian entre sí por el diámetro de las bocas y las secciones de paso internas, de manera que para un determinado caudal tienen pérdidas

de carga diferentes. Por lo cual advertimos que las pérdidas de carga pueden ser diferentes según la vía recorrida por el líquido.

En nuestro caso el caudal es de 21.12 l/min., utilizaremos la válvulas de marca Hytos porque es una válvula comercial y tiene una amplia gama de bobinas intercambiables que son los repuesto que generalmente fallan en una válvula .La selección de la válvula se da con el caudal y presión del sistema , nosotros seleccionamos la válvula RPEL1-06 Hytos que es una válvula muy comercial de fácil acceso a repuestos.

Tabla 4. 5

Ficha técnica válvula de distribución Hytos

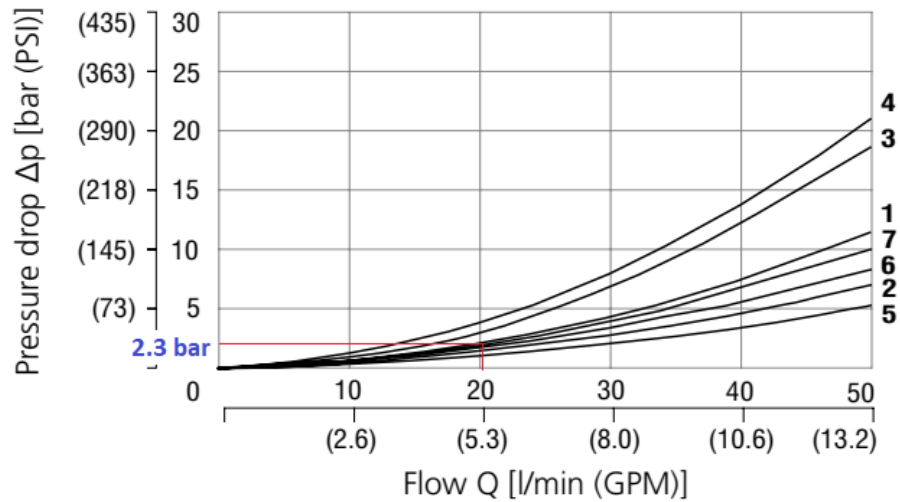
Valve size		06 (D03)
Max. flow	l/min (GPM)	50 (13.2)
Max. operating pressure at ports P, A, B	bar (PSI)	250 (3630)
Max. operating pressure at port T	bar (PSI)	100 (1450)
Fluid temperature range (NBR)	°C (°F)	-30 ... +80 (-22 ... +176)
Fluid temperature range (FPM)	°C (°F)	-20 ... +80 (-4 ... +176)
Ambient temperature range	°C (°F)	-30 ... +50 (-22 ... +122)
Supply voltage tolerance	%	DC: ±10
Max. switching frequency	1/h	10 000
Switching time at v=32 mm ² /s (156 SUS)	ON	ms
	OFF	ms
Weight - valve with 1 solenoid - valve with 2 solenoids	kg (lbs)	
	1.3 (2.9) 1.6 (3.5)	
	Datasheet	Type
General information	GI_0060	Products and operating conditions
Coil types / connectors	C_8007 / K_8008	C19B*/K*
Mounting interface	SMT_0019	Size 06
Spare parts	SP_8010	
Subplates	SP_0002	DP*-06

Fuente: Catalogo de Válvulas (Argo Hytos pag.56)

Ahora necesitamos saber las pérdidas de carga que se producen con esta válvula al caudal de $Q = 21.12 \text{ L/min}$

Figura 4. 17

Curvas de pérdidas de carga para válvula de distribución Hytos



	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T		P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
Z11	1	1	1	1		X11	3	2	2	3	
C11	4	4	4	4	7	Z51		1	1		
H11	5	5	5	5		C51	4			4	7
Y11	6	6	5	5		H51		5	5		
L21	5	6	5	6	4	Y51		6	5		
R11	2	3	3	2							

Fuente: Catalogo de Válvulas (Argo Hytos pag.56)

Entonces la pérdida carga es de $\Delta P_{\text{válvula direccional}} = 2.3 \text{ bar}$

Válvula estranguladora:

Nuestro sistema también cuenta con una válvula estranguladora tipo sándwich para regular la velocidad de apertura y cierre de la compuerta. Seleccionamos la válvula 2VS3-06 de la marca HYTOS, tomando en cuenta el tamaño de las cavidades de la válvula direccional seleccionada que es una DN 6. La válvula restringe el flujo de fluido en una dirección mientras proporciona libertad flujo inverso en la dirección opuesta. El acelerador se ajusta mediante un tornillo de ajuste, que puede ser operado por una llave, un tornillo manual o un tornillo manual con cerradura de llave.

El diseño de sándwich admite el apilamiento con otros componentes del mismo tamaño.

La placa de junta tórica separada proporciona el sellado de la válvula en una superficie de conexión.

Tabla 4. 6

Ficha técnica válvula de estrangulación Hytos

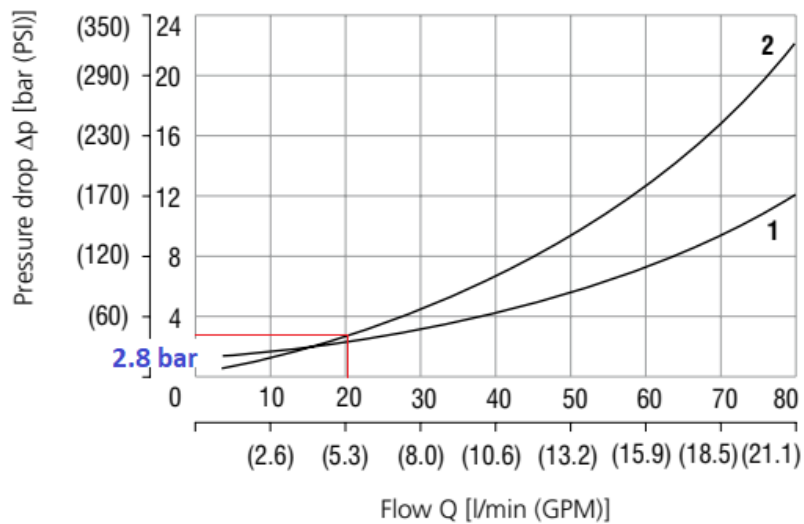
Valve size		06 (D03)
Max. flow	l/min (GPM)	80 (21.1)
Max. operating pressure	bar (PSI)	320 (4640)
Fluid temperature range (NBR)	°C (°F)	-30 ... +100 (-22 ... 212)
Fluid temperature range (FPM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... 248)
Mass	kg (lbs)	1.2 (2.65)
	Datasheet	Type
General information	GI_0060	Products and operating conditions
Mounting interface	SMT_0019	Size 06
Spare parts	SP_8010	

Fuente: Catalogo de Válvulas (Argo Hytos pag.276)

Figura 4. 18

Curvas de pérdidas de carga para válvula de estranguladora Hytos

Check valve pressure drop related to flow rate



Throttle valve closed	Throttle fully open
1	2

Fuente: Catalogo de Válvulas (Argo Hytos pag.276)

Esta válvula es regulable, nosotros necesitamos saber las pérdidas en la posición más crítica, entonces para $Q = 21.12 \text{ L/min}$ las pérdidas de carga para la estranguladora tipo sándwich serán:

$$\Delta P_{\text{válvula estranguladora}} = 2.8 \text{ bar}$$

Válvula Limitadora:

Nuestro sistema tiene como protección una válvula limitadora de presión, esta válvula protegerá nuestro sistema de cualquier sobre presión existen en el, cuando la presión en la entrada (puerto 1) alcanza el ajuste de la válvula, la válvula comienza a abrirse al tanque (puerto 2), estrangulando el flujo para limitar el aumento de presión. Estas válvulas son lisas y silenciosas, esencialmente sin fugas, tolerantes a la suciedad, inmunes al sedimento y son muy rápidas.

Nosotros seleccionamos la válvula RDBA-LAN de Sun Hydraulics por que el rango de ajuste de presión de la limitadora (35 - 210 bar) es más conveniente para la presión de trabajo de nuestro sistema.

Tabla 4. 7

Ficha técnica de válvula limitadora Sun Hydraulics

	U.S. Units	Metric Units
Cavity	T-162A	
Capacity	12	45 L/min.
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5	5
Factory Pressure Settings Established at	4	15 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000	350 bar
Maximum Valve Leakage at Reseat	10	0,7 cc/min.
Response Time - Typical	2	2 ms
Series (from Cavity)	0	0
U.S. Patent #	4,742,846	4,742,846
Reseat	>90 % of Set Pressure	>90 % of Set Pressure
Valve Hex Size	3/4	19,1 mm
Valve Installation Torque	25 - 30	35 - 40 Nm
Adjustment Screw Hex Socket Size	5/32	4 mm
Adjustment Nut Hex Size	9/16	15 mm
Adjustment Nut Torque	108	12 Nm
Model Weight	.20	0,10 kg
Seal Kits	Buna: 990-162-007	Buna: 990-162-007
Seal Kits	Viton: 990-162-006	Viton: 990-162-006

Fuente: Catalogo de Válvulas (Sun Hydraulics)

Válvula Check:

Nuestro sistema presenta una válvula check que nos servirá de protección para la contrapresión del sistema sobre la bomba de esta manera evitaremos fallas como que se soplen los sellos de la bomba.

Las válvulas de retención de nariz a lado de flujo libre son componentes de circuito de encendido / apagado que permiten el flujo libre desde la entrada (puerto 1) a la salida (puerto 2) y bloquean el flujo en la dirección opuesta.

Nosotros seleccionaremos una válvula Sun Hydraulics porque son válvulas comerciales y de buena calidad en el mercado peruano.

Seleccionamos la válvula check CXBA con capacidad de 40 L/min nuestro caudal es menor a este por lo cual valida nuestra selección.

Tabla 4. 8

Ficha técnica de válvula check Sun Hydraulics

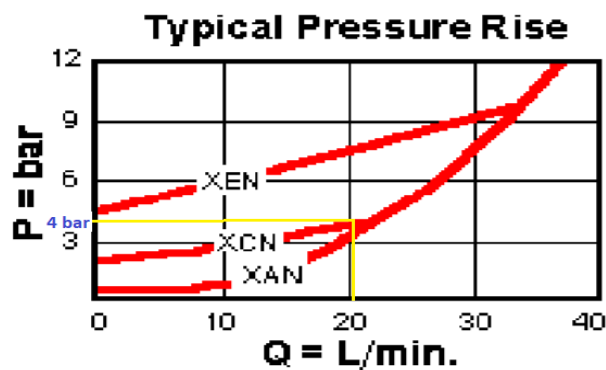
	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-162A
Capacity	10 gpm	40 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	1 drops/min.	0,07 cc/min.
Series (from Cavity)		Series 0
Valve Hex Size	3/4 in.	19,1 mm
Valve Installation Torque	25 - 30 lbf ft	35 - 40 Nm
Model Weight	0.17 lb.	0.08 kg.

Fuente: Catalogo de Válvulas (Sun Hydraulics)

Las pérdidas de presión generadas por esta válvula la calcularemos con un diagrama del fabricante.

Figura 4. 19

Curvas de pérdidas de presión válvula Sun Hydraulics CXBA



Fuente: Catalogo de Válvulas (Sun Hydraulics)

Entonces la pérdida de presión generada por esta válvula check para para $Q = 21.12 \text{ L/min}$

$$\Delta P_{check} = 4 \text{ bar}$$

d) Selección de Bomba

Con el caudal calculado iniciamos la selección de la bomba $Q = 21.12 \frac{\text{L}}{\text{min}}$

Tabla 4. 9

Parámetros de los motores eléctricos WEG NEMA W22

W22 - IE1 Standard Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Td/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	220 V						Corriente nominal In (A)	
								RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia							
									50			75	100	50	75	100			
kW	HP							Cálida	Fría										
IV Polos																			
0,09	0,12	63	0,051	5,2	3,2	3,4	0,0003	22	48	7,0	48	1725	45,0	53,0	55,0	0,44	0,52	0,61	0,704
0,12	0,16	63	0,068	4,5	2,1	2,4	0,0004	25	55	7,0	48	1710	49,0	55,0	58,0	0,45	0,57	0,66	0,830
0,18	0,25	63	0,103	4,7	2,2	2,4	0,0004	16	35	7,5	48	1710	51,0	58,0	62,0	0,45	0,58	0,67	1,14
0,25	0,33	63	0,142	4,5	2,3	2,5	0,0006	20	44	8,0	48	1720	50,0	58,0	62,0	0,44	0,55	0,64	1,65
0,37	0,5	71	0,215	4,3	2,1	2,2	0,0007	12	26	10,0	47	1680	60,0	66,0	67,0	0,46	0,59	0,69	2,10
0,55	0,75	71	0,317	5,3	2,5	2,5	0,0008	12	26	11,5	47	1690	65,0	68,0	69,0	0,46	0,67	0,69	3,05
0,75	1	80	0,422	6,8	2,4	2,7	0,0032	9	20	12,5	48	1730	75,0	78,0	78,2	0,63	0,76	0,82	3,07
1,1	1,5	80	0,627	6,4	2,5	2,8	0,0030	9	20	14,0	48	1710	76,0	79,0	79,2	0,61	0,74	0,81	4,50
1,5	2	90S	0,845	6,4	2,1	2,6	0,0049	10	22	18,5	51	1730	80,5	81,5	82,0	0,59	0,71	0,79	6,08
2,2	3	90L	1,25	5,7	2,1	2,4	0,0060	9	20	22,0	51	1720	82,0	83,0	83,1	0,62	0,74	0,81	8,58
3	4	100L	1,70	6,8	2,4	2,7	0,0097	7	15	30,0	54	1720	83,5	84,0	84,1	0,63	0,77	0,83	11,3
3,7	5	100L	2,11	6,4	2,7	2,9	0,0097	11	24	33,0	54	1710	85,0	85,5	85,5	0,63	0,75	0,81	14,0
4,5	6	112M	2,50	7,2	2,1	2,8	0,0182	8	18	42,0	58	1750	84,5	86,0	86,2	0,63	0,75	0,81	16,6
5,5	7,5	112M	3,08	6,0	2	2,7	0,0167	11	24	43,0	58	1740	86,0	87,0	87,0	0,61	0,74	0,80	20,6
7,5	10	132S	4,15	7,2	2	2,8	0,0528	8	18	63,0	61	1760	86,5	88,0	87,5	0,67	0,78	0,83	27,2
9,2	12,5	132M	5,11	6,4	1,9	2,5	0,0642	8	18	70,0	61	1755	88,0	88,5	88,0	0,69	0,79	0,84	33,0
11	15	132M	6,10	8,3	2,3	2,8	0,0563	6	13	73,0	61	1755	87,0	88,5	88,6	0,68	0,80	0,83	39,2
15	20	160M	8,28	6,2	2,1	2,6	0,1046	9	20	105	64	1765	89,0	90,2	90,2	0,68	0,79	0,84	52,0
18,5	25	160L	10,2	6,3	2,2	2,7	0,1258	9	20	122	64	1765	89,5	91,0	91,0	0,68	0,79	0,84	63,6
22	30	180M	12,2	6,0	2,2	2,5	0,1392	12	26	150	64	1760	89,6	91,0	91,1	0,68	0,79	0,84	75,4
30	40	200M	16,5	6,0	2	2,4	0,2406	12	26	195	68	1770	91,0	91,8	91,8	0,71	0,80	0,85	101
37	50	200L	20,4	6,0	2	2,4	0,2918	12	26	222	68	1770	92,0	92,5	92,5	0,71	0,81	0,85	123
45	60	225S/M	24,7	6,8	2,3	2,6	0,4914	10	22	367	70	1775	92,3	93,1	93,1	0,75	0,83	0,87	146
55	75	225S/M	30,2	6,9	2,3	2,6	0,5632	9	20	386	70	1775	92,8	93,4	93,3	0,75	0,83	0,87	178
75	100	250S/M	41,2	7,0	2,4	2,7	0,8767	10	22	470	70	1775	93,0	93,6	93,6	0,75	0,84	0,88	238
90	125	280S/M	49,2	6,5	1,9	2,5	1,47	17	37	625	73	1780	93,0	93,9	94,0	0,74	0,82	0,86	292
110	150	280S/M	60,0	7,3	2,2	2,7	1,87	16	35	684	73	1785	93,2	94,1	94,3	0,74	0,83	0,86	356
132	180	315S/M	71,8	6,5	2	2,3	2,33	24	53	880	75	1790	93,0	94,3	94,6	0,73	0,81	0,85	430
132	180	315S/M	71,8	6,5	2	2,3	2,33	24	53	880	75	1790	93,0	94,3	94,6	0,73	0,81	0,85	430
150	200	315S/M	81,6	6,8	2	2,4	2,88	20	44	947	75	1790	93,5	94,5	94,7	0,74	0,83	0,86	484
185	250	315S/M	101	6,6	2,1	2,3	3,42	17	37	1018	75	1790	94,0	94,6	94,8	0,75	0,83	0,86	596
200	270	315S/M	109	7,3	2,3	2,3	3,76	18	40	1062	75	1790	94,2	94,8	95,0	0,76	0,83	0,86	642
220	300	315L	120	6,6	2,3	2,4	5,80	16	35	1180	79	1790	94,4	94,9	95,2	0,75	0,83	0,86	706
260	350	315L	141	7,6	2,6	2,6	6,86	13	29	1287	79	1790	94,6	95,2	95,4	0,75	0,83	0,87	822
300	400	315L	163	7,7	2,7	2,6	8,12	14	31	1398	79	1790	94,8	95,3	95,6	0,76	0,84	0,87	946
330	450	355M/L	180	7,0	2,1	2,3	8,61	19	42	1662	81	1790	95,2	95,6	95,7	0,77	0,83	0,86	1050
370	500	355M/L	201	7,6	2,6	2,6	10,2	12	26	1833	81	1790	95,3	95,7	95,8	0,75	0,82	0,85	1190
400	550	355M/L	218	7,3	2,5	2,6	11,1	14	31	1916	81	1790	95,4	95,8	95,9	0,74	0,82	0,86	1270
440	600	355M/L	239	7,1	2,2	2,5	11,6	16	35	1966	81	1790	95,5	95,9	96,0	0,74	0,82	0,86	1430

Fuente: Catalogo de Motores (WEG NEMA W22)

Para iniciar nuestros cálculos asumimos un motor de 4 HP, 4 polos y 1720 RPM (el cual lo recalcularemos pasos adelante).

$$D_{desplazamiento_de_la_bomba} = \frac{Q * 1000}{RPM} = 12.27 \frac{cm^3}{rev}$$

Con el desplazamiento, se selecciona la bomba:

Nosotros utilizaremos una bomba de engranajes de la marca Cassapa de engranajes internos, seleccionamos de este tipo por las condiciones de trabajo de la bomba. Básicamente hay dos criterios importantes para la selección de bombas y motores que son el volumen desplazado y la presión de trabajo.

Nuestro caudal será $Q = 21.12 \frac{L}{min}$.

Tabla 4. 10
Parámetros de las bombas

Series	Pump type PLP Motor type PLM	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. pressure			Max. speed	Min. speed
			P ₁	P ₂	P ₃		
			psi (bar)				
POLARIS 10	PL. 10•1	0.07 (1,07)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•1,5	0.10 (1,60)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•2	0.13 (2,13)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•2,5	0.16 (2,67)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•3,15	0.20 (3,34)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•4	0.26 (4,27)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL. 10•5	0.33 (5,34)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL. 10•5,8	0.38 (6,20)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL. 10•6,3	0.41 (6,67)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL. 10•8	0.52 (8,51)	2610 (180)	2900 (200)	3045 (210)	3500	650
	PL. 10•10	0.65 (10,67)	2030 (140)	2320 (160)	2465 (170)	3500	650
POLARIS 20	PL. 20•4	0.30 (4,95)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•6,3	0.40 (6,61)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•7,2	0.44 (7,29)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•8	0.50 (8,26)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•9	0.56 (9,17)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•10,5	0.66 (10,9)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•11,2	0.69 (11,23)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•14	0.89 (14,53)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	500
	PL. 20•16	1.03 (16,85)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3000	500
	PL. 20•19	1.16 (19,09)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500
	PL. 20•20	1.29 (21,14)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500
	PL. 20•24,5	1.52 (24,84)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500
	PL. 20•25	1.61 (26,42)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500
PL. 20•27,8	1.72 (28,21)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500	
PL. 20•31,5	2.01 (33,03)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500	

Fuente: Catalogo de Bombas (CASSAPA POLARIS)

Se selecciona la bomba PL. 20•14.

- **Tiempos reales de salida y entrada del vástago:**

El tiempo real se halla con el caudal real que la bomba entrega al sistema.

$$Q_{bomba_real} = 24.99 \text{ [L/min]}$$

$$Vol_{salida_vastago} = 1.76 \text{ L}$$

$$Vol_{entrada_vastago} = 1.32 \text{ L}$$

$$Tiempo_{salida_vastago} = \frac{2 * Vol_{salida_vastago}}{Q_{bomba_real}}$$

$$Tiempo_{salida_vastago} = \frac{2 * 1.76 * 60}{24.99} = 8.4513 \text{ s}$$

$$Tiempo_{entrada_vastago} = \frac{2 * Vol_{entrada_vastago}}{Q_{bomba_real}}$$

$$Tiempo_{entrada_vastago} = \frac{2 * 1.32 * 60}{24.99} = 6.3385 \text{ s}$$

f) Selección del motor eléctrico

- **Salida del vástago:**

Con esto, se procede a calcular la potencia aproximada que desarrollará el motor eléctrico:

$$P_{motor} = \frac{(P_{cil} + \Delta P_{perdidas}) * Q_{bomba}}{600 * (efm * efv)} \quad [KW]$$

Dónde:

$$P_{motor} = \text{potencia mecanica} \quad [Kw]$$

$$P_{cil} = \text{presion de diseño del cilindro} \quad [bar]$$

$$Q_{bomba} = \text{caudal de la bomba} \quad [L/min]$$

$$efm = \text{eficiencia mecanica}$$

$$efv = \text{eficiencia volumetrica}$$

$$\Delta P_{perdidas} = \text{caida de presion en el sistema} \quad [bar]$$

$$P_{cil} = 1 \quad [bar]$$

Sumando las pérdidas de presión calculados en el sistema tendremos:

$$\Delta P_{perdidas} = 18.23 [bar]$$

$$efm = 0.88$$

$$efv = 0.97$$

$$Q_{bomba_real} = 14.53 \frac{cm^3}{rev} * \frac{L}{1000 cm^3} * 1720 RPM = 24.99 [L/min]$$

Entonces recalculamos:

$$P_{motor} = \frac{19.23 * 24.99}{600 * (0.88 * 0.97)} \quad [KW]$$

$$P_{motor} = 0.93 \quad [KW]$$

- **Entrada del vástago:**

En este caso se da el punto critico donde los pistones levantan toda la carga de la compuerta:

$$P_{motor} = \frac{(P_{cil} + \Delta P_{perdidas}) * Q_{bomba}}{600 * (efm * efv)} \quad [KW]$$

Dónde:

$P_{motor} = potencia\ mecánica\ [Kw]$

$P_{cil} = presión\ de\ diseño\ del\ cilindro\ [bar]$

$Q_{bomba} = caudal\ de\ la\ bomba\ [L/min]$

$efm = eficiencia\ mecánica$

$efv = eficiencia\ volumétrica$

$\Delta P_{perdidas} = caída\ de\ presión\ en\ el\ sistema\ [bar]$

Cabe resaltar que el caudal que entrega la bomba será el mismo.

$$Q_{bomba_real} = 24.99 [L/min]$$

Además:

$$P_{embolo_anular} = 20 [bar]$$

Asumiendo una caída de presión de 10 bares en la línea de presión.

$$\Delta P_{perdidas} = 18.23 [bar]$$

$$efm = 0.88$$

$$efv = 0.97$$

Entonces la potencia del motor

$$P_{motor} = \frac{38.23 \times 24.99}{600 \times (0.88 \times 0.97)} [KW]$$

$$P_{motor} = 1.86 [KW]$$

De esta manera validamos la selección inicial del motor dado que la potencia consumida por el motor es menor a la potencia nominal del motor asumido de manera que ya se tiene un valor cercano de potencia.

$$P_{consumida} < P_{nominal}$$

$$1.86 < 2.983$$

Luego de diseñar el esquema hidráulico y conocerse las pérdidas en el sistema se recalculará la potencia para saber cuál será la potencia desarrollada por el motor y seleccionar el motor ideal.

Además, calculamos la presión máxima que puede desarrollar la unidad de presión hidráulica recordando que asumimos un motor de 4 HP.

$$P_{motor_nominal} = 4\ HP = 2.983\ KW$$

$$P_{motor_nominal} = \frac{(Presión_{máxima}) * Q_{bomba}}{600 * (efm * efv)} [KW]$$

$$Presión_{m\acute{a}xima} = \frac{P_{motor\ nominal} \times 600 \times (efm \times efv)}{Q_{bomba}} \quad [KW]$$

$$Presión_{m\acute{a}xima} = \frac{2.983 \times 600 \times (0.88 \times 0.97)}{24.99} = 61,13 \text{ bar}$$

$$Presión_{maxima} = 62 \text{ bar}$$

Además, debido a la altura se debe de considerar un factor de derrateo del motor, se considerará un factor de derrateo de 1.15.

$$P_{motor\ nominal\ derrateada} = 1.15 * 2.983 \text{ KW} = 3.43 \text{ KW}$$

Tabla 4. 11

Parámetros de los motores eléctricos WEG NEMA W22

W22 - IE1 Standard Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado TI/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	220 V						Corriente nominal In (A)	
								Caliente	Frio			% de la potencia nominal			Factor de potencia				
												Rendimiento			Factor de potencia				
kW	HP										RPM	50	75	100	50	75	100		
IV Polos																			
0,09	0,12	63	0,051	5,2	3,2	3,4	0,0003	22	48	7,0	48	1725	45,0	53,0	55,0	0,44	0,52	0,61	0,704
0,12	0,16	63	0,068	4,5	2,1	2,4	0,0004	25	55	7,0	48	1710	49,0	55,0	58,0	0,45	0,57	0,66	0,830
0,18	0,25	63	0,103	4,7	2,2	2,4	0,0004	16	35	7,5	48	1710	51,0	58,0	62,0	0,45	0,58	0,67	1,14
0,25	0,33	63	0,142	4,5	2,3	2,5	0,0006	20	44	8,0	48	1720	50,0	58,0	62,0	0,44	0,55	0,64	1,65
0,37	0,5	71	0,215	4,3	2,1	2,2	0,0007	12	26	10,0	47	1680	60,0	66,0	67,0	0,46	0,59	0,69	2,10
0,55	0,75	71	0,317	5,3	2,5	2,5	0,0008	12	26	11,5	47	1690	65,0	68,0	69,0	0,46	0,67	0,69	3,05
0,75	1	80	0,422	6,8	2,4	2,7	0,0032	9	20	12,5	48	1730	75,0	78,0	78,2	0,63	0,76	0,82	3,07
1,1	1,5	80	0,627	6,4	2,5	2,8	0,0030	9	20	14,0	48	1710	76,0	79,0	79,2	0,61	0,74	0,81	4,50
1,5	2	90S	0,845	6,4	2,1	2,6	0,0049	10	22	18,5	51	1730	80,5	81,5	82,0	0,59	0,71	0,79	6,08
2,2	3	90L	1,25	5,7	2,1	2,4	0,0060	9	20	22,0	51	1720	82,0	83,0	83,1	0,62	0,74	0,81	8,58
3	4	100L	1,70	6,8	2,4	2,7	0,0097	7	16	30,0	54	1720	83,5	84,0	84,1	0,63	0,77	0,83	11,3
3,7	5	100L	2,11	6,4	2,7	2,9	0,0097	11	24	33,0	54	1710	85,0	85,5	85,5	0,63	0,75	0,81	14,0
4,5	6	112M	2,50	7,2	2,1	2,8	0,0182	8	18	42,0	58	1750	84,5	86,0	86,2	0,63	0,75	0,81	16,6
5,5	7,5	112M	3,08	6,0	2	2,7	0,0167	11	24	43,0	58	1740	86,0	87,0	87,0	0,61	0,74	0,80	20,6
7,5	10	132S	4,15	7,2	2	2,8	0,0528	8	18	63,0	61	1760	86,5	88,0	87,5	0,67	0,78	0,83	27,2
9,2	12,5	132M	5,11	6,4	1,9	2,5	0,0642	8	18	70,0	61	1755	88,0	88,5	88,0	0,69	0,79	0,84	33,0
11	15	132M	6,10	8,3	2,3	2,8	0,0563	6	13	73,0	61	1755	87,0	88,5	88,6	0,68	0,80	0,83	39,2
15	20	160M	8,28	6,2	2,1	2,6	0,1046	9	20	105	64	1765	89,0	90,2	90,2	0,68	0,79	0,84	52,0
18,5	25	160L	10,2	6,3	2,2	2,7	0,1258	9	20	122	64	1765	89,5	91,0	91,0	0,68	0,79	0,84	63,6
22	30	180M	12,2	6,0	2,2	2,5	0,1392	12	26	150	64	1760	89,6	91,0	91,1	0,68	0,79	0,84	75,4
30	40	200M	16,5	6,0	2	2,4	0,2406	12	26	195	68	1770	91,0	91,8	91,8	0,71	0,80	0,85	101
37	50	200L	20,4	6,0	2	2,4	0,2918	12	26	222	68	1770	92,0	92,5	92,5	0,71	0,81	0,85	123
45	60	225S/M	24,7	6,8	2,3	2,6	0,4914	10	22	367	70	1775	92,3	93,1	93,1	0,75	0,83	0,87	146
55	75	225S/M	30,2	6,9	2,3	2,6	0,5632	9	20	386	70	1775	92,8	93,4	93,3	0,75	0,83	0,87	178
75	100	250S/M	41,2	7,0	2,4	2,7	0,8767	10	22	470	70	1775	93,0	93,6	93,6	0,75	0,84	0,88	238
90	125	280S/M	49,2	6,5	1,9	2,5	1,47	17	37	625	73	1780	93,0	93,9	94,0	0,74	0,82	0,86	292
110	150	280S/M	60,0	7,3	2,2	2,7	1,87	16	35	684	73	1785	93,2	94,1	94,3	0,74	0,83	0,86	356
132	180	315S/M	71,8	6,5	2	2,3	2,33	24	53	880	75	1790	93,0	94,3	94,6	0,73	0,81	0,85	430
132	180	315S/M	71,8	6,5	2	2,3	2,33	24	53	880	75	1790	93,0	94,3	94,6	0,73	0,81	0,85	430
150	200	315S/M	81,6	6,8	2	2,4	2,88	20	44	947	75	1790	93,5	94,5	94,7	0,74	0,83	0,86	484
185	250	315S/M	101	6,6	2,1	2,3	3,42	17	37	1018	75	1790	94,0	94,6	94,8	0,75	0,83	0,86	596
200	270	315S/M	109	7,3	2,3	2,3	3,76	18	40	1062	75	1790	94,2	94,8	95,0	0,76	0,83	0,86	642
220	300	315L	120	6,6	2,3	2,4	5,80	16	35	1180	79	1790	94,4	94,9	95,2	0,75	0,83	0,86	706
260	350	315L	141	7,6	2,6	2,6	6,86	13	29	1287	79	1790	94,6	95,2	95,4	0,75	0,83	0,87	822
300	400	315L	163	7,7	2,7	2,6	8,12	14	31	1398	79	1790	94,8	95,3	95,6	0,76	0,84	0,87	946
330	450	355M/L	180	7,0	2,1	2,3	8,61	19	42	1662	81	1790	95,2	95,6	95,7	0,77	0,83	0,86	1050
370	500	355M/L	201	7,6	2,6	2,6	10,2	12	26	1833	81	1790	95,3	95,7	95,8	0,75	0,82	0,85	1190
400	550	355M/L	218	7,3	2,5	2,6	11,1	14	31	1916	81	1790	95,4	95,8	95,9	0,74	0,82	0,86	1270
440	600	355M/L	239	7,1	2,2	2,5	11,6	16	35	1966	81	1790	95,5	95,9	96,0	0,74	0,82	0,86	1430

Fuente: Catalogo de Motores

(WEG NEMA W22)

Por lo que se seleccionará finalmente un motor de 5 HP.

g) Selección de filtros

Para proteger el sistema oleo hidráulico de partículas contaminantes y abrasivas para sus componentes y accesorios utilizaremos 2 filtros uno de succión y otro de retorno.

Nosotros usaremos filtros de la marca Ikron los cuales los seleccionamos

Tabla 4. 12
Selección de grado de filtración

SELECTION OF DEGREE OF FILTRATION					
COMPONENT	USE	PRESSURE LEVEL (bar)	NAS 1638	ISO 4406:1999	DEGREE OF FILTRATION IKRON
GEAR PUMPS AND MOTORS	OCCASIONAL	X<140	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		140<X<210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	CONTINUOUS	X<140	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		140<X<210	9	20/18/15	FG010
		X>210	8	19/17/14	FG010
FIXED AND VARIABLE DISPLACEMENT VANE PUMPS AND MOTORS	OCCASIONAL	X<140	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		140<X<210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	CONTINUOUS	X<140	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		140<X<210	9	20/18/15	FG010
		X>210	8	19/17/14	FG010
HIGH TORQUE LOW SPEED ORBIT MOTORS	OCCASIONAL	X<140	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		140<X<210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	CONTINUOUS	X<140	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		140<X<210	9	20/18/15	FG010
		X>210	9	20/18/15	FG010
RELIEF AND FLOW CONTROL VALVES		X<210	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	ELECTRIC CONTROL	0<X<420	9	20/18/15	FG010
LOADSENSING VALVES		X<210	6	17/15/12	FG006
		X>210	5	16/14/11	FG003
SERVO VALVES		X<210	6	17/15/12	FG006
		X>210	5	16/14/11	FG003
DIRECTIONAL CONTROL VALVES		X<140	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		140<X<210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	ELECTRIC CONTROL	0<X<420	9	20/18/15	FG010
			X<210	11	22/20/17
CYLINDERS		X>210	10	21/19/16	RP/SP010
		0<X<50	9	20/18/15	FG010

Fuente: Catalogo de Filtros (IKRON pág. 9)

En la succión de nuestro sistema tendremos un motor y una bomba, con uso ocasional, por lo tanto según el criterio de selección de este fabricante, el filtro que seleccionaremos tendrá un grado de filtración de 22/20/17 ISO 4406:1999 y grado de filtración IKRON RP/SP025 – FB060.

Con este grado de filtración seleccionaremos el medio de filtración, con la siguiente tabla del fabricante.

Tabla 4. 13
Medios de filtrado

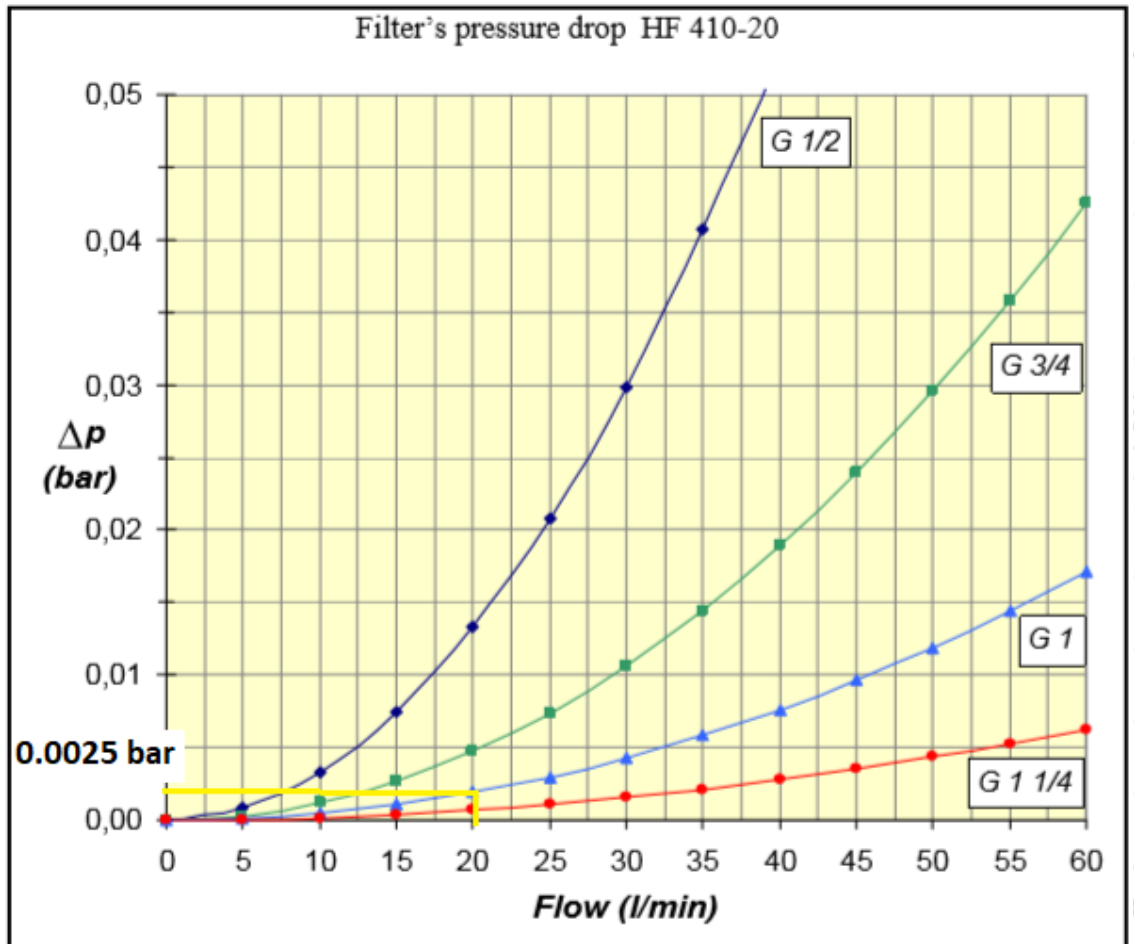
<i>IKRON DEGREE OF FILTRATION</i>	<i>FILTERING MEDIA</i>	<i>"β" RATIO</i>	<i>PERCENTAGE OF EFFICIENCY</i>
FG003	Microfibre glass	$\beta_3 \geq 200$	99,5%
FG006	Microfibre glass	$\beta_6 \geq 200$	99,5%
FG010	Microfibre glass	$\beta_{10} \geq 200$	99,5%
FG025	Microfibre glass	$\beta_{25} \geq 200$	99,5%
FB060	Phosphor bronze	$\beta_{60} \geq 75$	98,7%
FB125	Phosphor bronze	$\beta_{125} \geq 75$	98,7%
SP010	Cellulose	$\beta_{10} \geq 2$	50%
SP025	Cellulose	$\beta_{25} \geq 2$	50%
RP010	Reinforced cellulose	$\beta_{10} \geq 2$	50%
RP025	Reinforced cellulose	$\beta_{25} \geq 2$	50%

Fuente: Catalogo de Filtros (IKRON pág. 10)

Se selecciona como medio de filtrado la celulosa. Seleccionamos un filtro con un micraje >100 dado que en la succión debe ser libre sin obstrucción, seleccionamos el filtro hf410-20, con diámetro de succión de 1 in (G 1).

Figura 4. 20

Curvas de caída de presión para filtro de succión HF 410



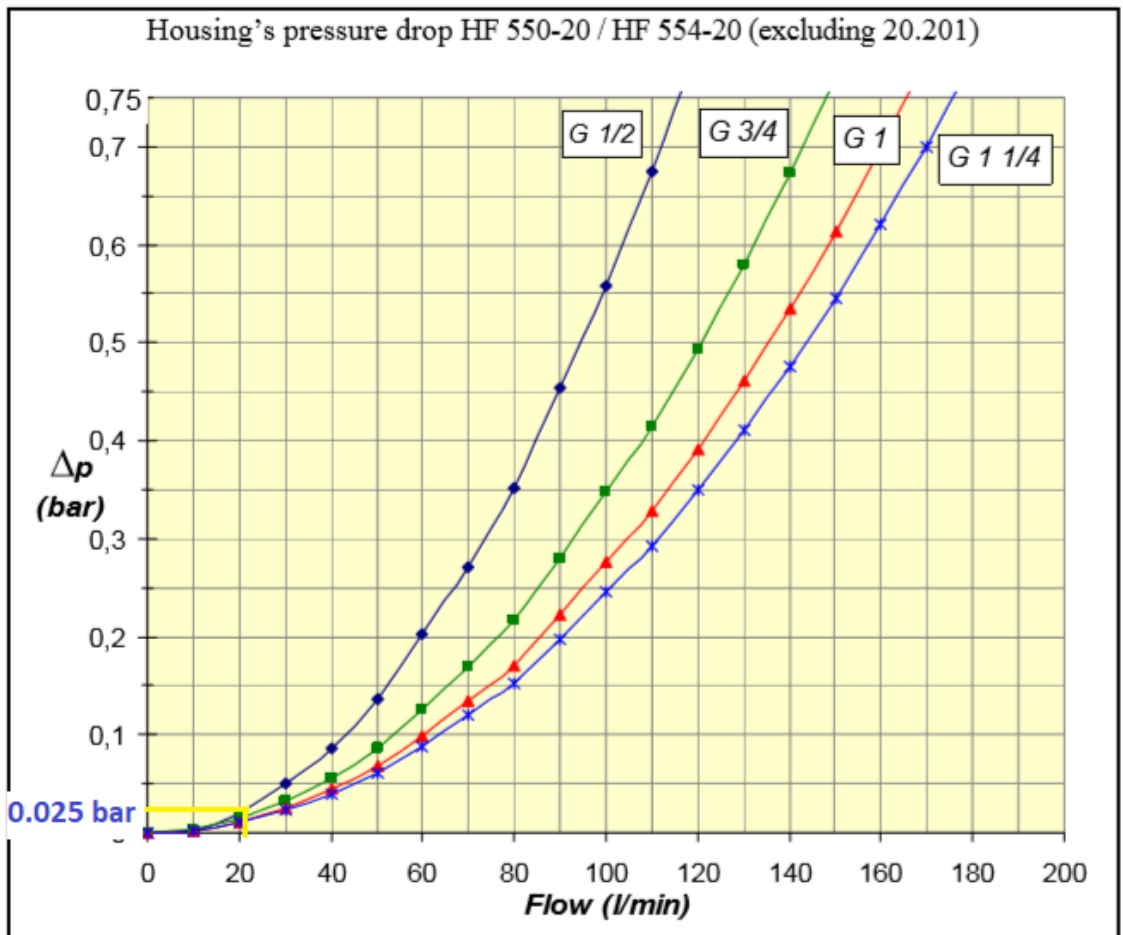
Fuente: Catalogo de Filtros (IKRON pág. 15)

La caída de presión para los filtros HF 410 es de 0,02 bar máx., según las recomendaciones del fabricante, la caída de presión bajo el caudal de trabajo es de 0.0025 bar por lo tanto validamos nuestra selección.

Para la selección del filtro de retorno el fabricante nos muestra una variedad de filtros de retorno. Seleccionamos el filtro hf554-20-122 con diámetro (G 1/2)

Figura 4. 21

Curvas de caída de presión para filtro de retorno HF 554-20



Fuente: Catalogo de Filtros (IKRON pág. 24)

La caída de presión para los filtros de retorno serie HF 550 y HF554 debe estar entre 0,2 y 0,4 máx., según las recomendaciones del fabricante, la caída de presión bajo el caudal de trabajo es de 0.025 bar por lo tanto validamos nuestra selección.

Para la selección del filtro de llenado seleccionamos el filtro Ikron HB50-A50, esta selección es sencilla por que no necesitamos comparar o cumplir con un rango admisible, dado que este filtro no trabaja en el sistema, solo lo utilizaremos al cambiar el aceite luego de un mantenimiento de la unidad.

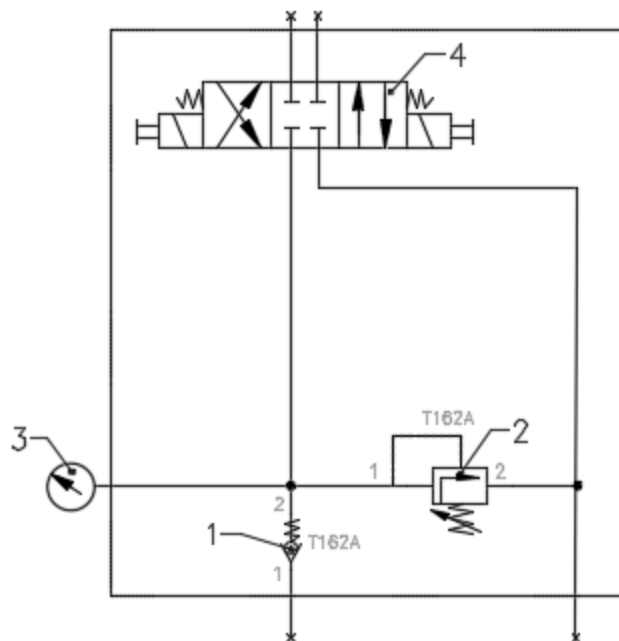
h) Selección de componentes y accesorios:

- **Manifold:**

Utilizaremos un Manifold de 90 x 92 x 80 de material acero Inox 316 , que contenga las válvulas de nuestro sistema, enviamos el siguiente esquema hidráulico a la empresa Sun Hydraulics ,con las dimensiones y esta nos proporcionara el Manifold.

Figura 4. 22

Esquema de hidráulico de Manifold



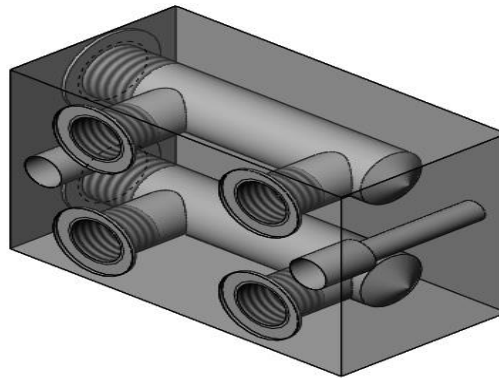
Fuente: Elaboración Propia

- **Seleccionamos el bloque distribuidor IM**

Necesitamos que nuestro bloque de acero Inox 316 de las siguientes dimensiones 100 x 70 x50.

Con dos agujeros de rosca g 1/2" en los laterales y cuatro agujeros G 3/8 Como se muestra en el plano anexo, enviamos el siguiente plano hidráulico a la empresa Sun Hydraulics, con las dimensiones y esta nos proporcionara el bloque distribuidor IM.

Figura 4. 23
Distribuidor IM en 3D



Fuente: Elaboración Propia

- **Selección de codos y conectores**

- Seleccionamos codos roscados para tubería de 12 mm de material inoxidable por las condiciones húmedas de trabajo.
- Seleccionamos conectores inoxidables G 3/8 - Jic 1/2, para conectar las mangueras con el bloque distribuidor IM.
- Seleccionamos conectores G1/2 - tubo 12 para conectar el tubo con el bloque distribuidor en IM.

- **Selección de manómetro**

Seleccionamos un manómetro para poder controlar la presión de operación en el sistema que es de 80 bar. Seleccionamos un manómetro de marca Ikron de 0 – 160 bar.

- **Selección de resistencia:**

Esta tolva está ubicada en una mina de cobre en la región Junín donde la temperatura es muy baja, nuestros cálculos hidráulicos fueron realizados para una T° de 40°C ,recomendación de fabricantes de unidades de presión que el aceite recircule a esta temperatura.

- **Selección de switch de nivel**

El switch de nivel es un sistema de seguridad, para prevenir las fallas que se podrían producir por fugas en el sistema que dejarían sin aceite a este, lo cual perjudicaría a los componentes de este. Nosotros seleccionamos el switch de nivel SPST-NC de marca Fox por criterios de fácil accesibilidad en el mercado.

- i) Selección de tanque de aceite:**

Considerando que el aceite reposará 3 minutos en el tanque:

$$Volumen_{tanque} = Volumen_{de_reposo_en_tanque} + 2 * Vol_{salida_vastago}$$

$$Vol_{salida_vastago} = 1.76 L$$

$$Volumen_{de_reposo_en_tanque} = Q_{bomba_real} \times 3min = 74.97 L$$

$$Volumen_{tanque} = 74.97 L + 2 \times 1.76$$

$$Volumen_{tanque} = 78.49 L \simeq 80 L$$

Se escoge el tanque de 80 L.

4.2. Método de Investigación:

Según el libro (GOMEZ Bastar, 2012) "El método deductivo, es el procedimiento racional que va de lo general a lo particular. Posee la característica de que las conclusiones de la deducción son verdaderas, si las premisas de las que se originan también lo son", por lo cual concluimos que el método de nuestra investigación deductivo.

4.3. Población y muestra.

Población:

La población representa el conjunto grande de individuos que deseamos estudiar y generalmente suele ser inaccesible. Es, en definitiva, un colectivo homogéneo que reúne unas características determinadas. (Fisterra, 2001)

- **Población:** Planta concentradora.

Muestra:

La muestra es el conjunto menor de individuos (subconjunto de la población accesible y limitado sobre el que realizamos las mediciones o el experimento con la idea de obtener conclusiones generalizables a la población). (Fisterra, 2001)

- **Muestra:** Chancadora primaria.

4.4. Lugar de estudio

Mina de cobre se ubica a 4,500 m.s.n.m. al este de Lima, distrito minero de Morococha, Prov. de Yauli, Junín. – nombre de la empresa.

4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

Según (EZPINOZA, 2010) manifiesta que existe la técnica documental, que es la que usaremos en este proyecto, ya que nos estamos basando en teoremas y uso de catálogos.

4.6. Análisis y procesamiento de datos

Nuestro procesamiento de datos se realizara mediante el apoyo de programas básicos como Word y Excel (tablas , tabulaciones , graficas) Así mismo para el análisis se usara catálogos.

V. RESULTADOS

- Se logro realizar el diseño del sistema oleo hidráulico que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo másico de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.
- Se determino los parámetros básicos de diseño del sistema oleo hidráulico, a partir de estos parámetros se procedió a realizar el diseño del sistema oleo hidráulico, tanto en selección como en el cálculo.
- Se diseñaron los actuadores oleo hidráulicos utilizando el método de teoría de fallas, logrando que los esfuerzos máximos no superen los esfuerzos admisibles, así mismo se seleccionaron las tuberías adecuadas para el sistema.
- Se selecciono los componentes del sistema oleo hidráulico mediante los criterios de calidad, costo y marca con el fin de que tenga sostenibilidad el sistema.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

De la exposición de resultados, podemos deducir que los resultados obtenidos para el diseño nos permitirán accionar la compuerta de tolva de 1 ton de capacidad.

6.1. Contrastación y demostración de la hipo tesis con los resultados

- Mediante el diseño del sistema oleo hidráulico se logro probar que tendiendo los parámetros básicos , diseño de los actuadores hidráulicos mediante el método de la teoría de fallas , la adecuada seleccionaron de las tubería hidráulicas y la selección adecuada de los componentes del sistema oleo hidráulico como fue el motor eléctrico , bomba hidráulica , válvulas , filtro y aceite entre otros , nos permitirá el accionamiento mecánico de la compuerta de la tolva de flujo másico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre de la región Junín.

6.2. Contrastación de los resultados con otros estudios similares

6.2.1. Contrastación de los resultados con antecedentes internacionales

- La tesis “Diseño y construcción de un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada” , utilizo el método de criterio de fallas para el cálculo del eje del actuador hidráulico obteniendo como resultado un esfuerzo máximo de 58.54 kgf/mm² con un factor de seguridad de 1.74 comparando con nuestros resultados los cuales fueron de esfuerzo máximo 380.59 MPa y obteniendo un factor de seguridad de 1.1 , por ello se puede determinar que ambas tesis calculamos los esfuerzos máximos para validar nuestra selección del eje del actuador hidráulico.
- La tesis “Diseño e implementación de experiencias de laboratorio en banco de prueba oleo hidráulico, se coincidieron los resultados respecto a la selección de elementos del sistema oleo hidráulico, ya que al tratarse de un sistema de prueba experimental este lleva

elementos hidráulicos básicos con el fin de de demostrar algún tipo de operación similares a las nuestras, la selección de filtro, bomba oleo hidráulica, válvulas, motor eléctrico y acoples de transmisión.

- La tesis, “Guía para el control de contaminación de un fluido en los sistemas oleo-hidráulicos en su trabajo de graduación” en el cual se desarrolló una guía para implementar un programa de control de contaminación con el fin de cuidar los componentes del sistema oleo hidráulico , recomienda un nivel de limpieza bajo la norma ISO 4006 asi mismo en la presente tesis se llevo a la mismo determinación respecto al grado de filtración del aceite que fue de 22/20/17 grado de filtración con el cual se asegura el correcto funcionamiento del sistema oleo hidráulico , asi como la determinación del tipo de material del fitro en el cual se indica que es de celulosa.

6.2.2. Contrastación de los resultados con antecedentes nacionales

- La tesis “Metodología de cálculo de un sistema de compuerta de obras hidráulicas de captación” determinan los parámetros básicos de manera similar a los nuestros como el tiempo de carga y la capacidad de carga los cuales en nuestro proyecto de tesis fueron determinantes para poder realizar el cálculo oleo hidráulico de nuestro sistema.
- La tesis “Diseño del sistema de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 hp” , utilizo el método de criterio de fallas para realizar el diseño de los actuadores obteniendo resultados dentro de los parámetros establecidos , similares a los obtenidos en nuestro proyecto de tesis , asi mismo realizo el cálculo de pandeo obteniendo resultados dentro los rangos permitidos asegurando así el óptimo diseño de los actuadores hidráulicos de la misma manera nosotros utilizamos las mismas ecuaciones para realizar el cálculo de pandeo obteniendo valores de fuerza de pandeo de 106307 kg-f , y la fuerza actuante de 27 kg -f , por lo que se verifica que el vástago no pandeara ya que la fuerza actuante es menor a la fuerza de pandeo .
- La tesis “Diseño de una Prensa Hidráulica de 40 Toneladas de Capacidad para Procesos de Deformación Plástica”, para el cálculo de los actuadores hidráulicos utilizaron el teorema de los esfuerzos críticos similares a los utilizados en nuestra tesis , así mismo se utilizó la ecuación de la continuidad para calcular el diámetro de la tubería que fue de , similar a la nuestra con el mismo valor de ½ pulgada por otro lado se determinó el tipo de flujo mediante el cálculo del número de Reynolds obteniendo como valor 772 considerándose un flujo laminar , en nuestro caso el Reynolds hallado fue de 1074 considerado también como laminar ,

por otro lado las perdidas calculas considerando la perdida geodésica , pérdidas primarias y perdidas secundarias obteniendo un valor de 21.9 metros , el valor hallado por parte nuestra fue de 73 metros ya que nuestro sistema una mayor longitud y perdidas en codos.

6.2.3. Responsabilidad ética de acuerdo al reglamento vigente

El presente trabajo se realizó cumpliendo los principios éticos de investigación de la UNAC.

Nosotros como seres humanos percibimos y somos conscientes, así mismo nos damos cuenta del deterioro del planeta, eso mismo nos exige una respuesta personal y colectiva. En la actualidad el Perú no es ajeno a la minería ilegal, la empresa en mención es una empresa que cumple con los estándares ambientales y legales del Perú, por lo cual este proyecto de ampliación se siguió cumpliendo dichos estándares.

Este proyecto de ampliación en su ejecución generara trabajo lo cual beneficiara a la población local, generando más trabajo y fuentes de ingreso para las familias, así mismo provocara el desarrollo de la industria nacional.

CONCLUSIONES

- Se diseñó un sistema oleo hidráulico mediante cálculos y métodos de diseño, que nos permite el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín,
- Se determinó los parámetros básicos como la carga total que soportara la tolva se indicó que sería de 1 tonelada, los tiempos de extensión (8,45 segundos) y retracción (6,33 segundos) del vástago de los cilindros hidráulicos en operación, así como la carrera de estos que fue de (322mm), lo cual nos permitió seleccionar la metodología del diseño oleo hidráulico para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad.
- Se diseñó los actuadores hidráulicos utilizando el método de teoría de fallas calculamos el esfuerzo máximo que soportara el vástago siendo este 380,59MPa , siendo este menor al esfuerzo admisible 417 MPa con un factor de seguridad de 1.1 cuyo materia es de acero C35 , por tanto se valida la selección de las dimensiones y el material del vástago , así mismo Bajo el criterio de teoría de fallas calculamos el esfuerzo máximo que soportara el tubo siendo este el esfuerzo longitudinal cuyo valor es de 13,3MPa y el esfuerzo circunferencia es de 26,6MPa tomando el mayor como el esfuerzo máximo y lo comparamos con el esfuerzo admisible 570MPa con un factor de seguridad de 1.1 , por tanto se valida la selección de las dimensiones y el material del tubo, se realizó la verificación por pandeo usando la teoría de Euler donde la fuerza actuante 27 kgf es menor a la fuerza de pandeo cuyo valor es de 1006,3 kgf con un factor de seguridad de 5 , por otro lado se seleccionó las cañerías de inoxidable bajo el teorema de continuidad para alta presión de 368 bar un diámetro interior de 9mm y 1.5mm de espesor de pared.

- Se selecciono los componentes del sistema oleo hidráulico bajo criterios de selección relacionados a la calidad, costo y marca en la selección de los componentes del sistema oleo hidráulico son de suma importancia para la viabilidad del proyecto ya que estos componentes seleccionados debe de ser durables en el tiempo , deben de ser rentables al momento de su reemplazo y por ultimo respecto a la marca debe ser de fácil accesibilidad y comercial en el mercado nacional entre los componentes seleccionados se encuentran el motor eléctrico de capacidad 5 hp , eficiencia 60Hz , 4 polos , 1710 rpm , potencia consumida 1.86kw siendo este menor que la potencia nominal de 3.7kw por lo que valida la selección ya que potencia consumida es menos a la potencia nominal para un motor de 5hp , se seleccionó una bomba 24.99 L/min de desplazamiento de 14.,53 cm³ / rev y presión máximo de trabajo de 280 Bar , tipo ,electroválvula direccional de tamaño NG6 flujo máximo de 50L/min y tiene una máxima presión de operación de 250 Bar , válvula estranguladora de tamaño NG6 caudal de 80L/min , máxima presión de operación 320 Bar , válvula limitadora de tamaño NG6 caudal de 45L/min , máxima presión de operación 350 Bar , válvula tipo check capacidad de flujo de 40 L/min y máxima presión de operación de 350 Bar así como el filtro de la bomba oleo hidráulica de 100 micras y el aceite hidráulico ISO 46.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda no exceder la carga permitida para lo cual fue diseñado el sistema oleo hidráulico y en el caso fuera así se deberá regular las válvulas con el fin de elevar ligeramente la presión de trabajo inicial a la cual esta calado el sistema.
- Se recomienda que los pines donde eran montados los cilindros hidráulicos (horquilla de vástago y horquilla de cilindro) tengan puntos de engrase con el fin de tener una buena lubricación al momento de que estos trabajen.
- Se recomienda que los componentes que irán en la unidad hidráulica seleccionados tengan una adecuada geometría respecto al espacio donde irán colocados y distribuímos en las líneas oleo hidráulicas ya que al momento de realizar el reemplazo de uno de estos sean de fácil acceso y fácil desmontaje para su posible recambio.
- Se recomienda que los componentes seleccionados del sistema oleo hidráulico tenga repuestos de fácil acceso en el mercado nacional y/o cuenten con marcas alternativas.
- Se recomienda como mejora del sistema oleo hidráulico colocar un acumulador de presión en la línea , con el fin de hacer descansar la bomba oleo hidráulica y esta pueda tener una mayor eficiencia y durabilidad en el tiempo
- Se recomienda realizar el dializado de aceite bajo la norma ISO 4006 periódicamente cada 6 meses, así mismo realizar el flushing de tuberías hidráulicas de manera anual con el fin de preservar el sistema hidráulico compuestos por la bomba hidráulica y válvulas.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- **ALMADOZ, Javier , MONGELOS, Belen y PELLEJERO, Idoia .** *Sistemas Neumaticos y Oleohidráulicos.* :Euskadi : s.n., 2017.
- **ARGO HYTOS.** ARGO HYTOS. ARGO HYTOS. [En línea] [Citado el: 05 de Noviembre de 2019.] <https://www.argo-hytos.com/download/catalogues.html>.
- **CARRASCO Diaz, Sergio .** *Metodología de la Investigación Científica.* Lima: San Marcos, 2015. 9972-34-242-5.
- **CASSAPA.** CASSAPA. CASSAPA. [En línea] 2015. [Citado el: 05 de Noviembre de 2019.]
Disponible en:
<https://www.casappa.com/>.
- **DICSA.** DICSA. DICSA. [En línea] 2015. [Citado el: 10 de Noviembre de 2019.]
Disponible en:
<https://www.dicsaes.com/dicsa/en/>.
- **DOMINGUEZ Peche, Elizabeth.** *Diseño de una Prensa Hidráulica de 40 Toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica.* Lima: s.n., 2017.
- **Econlink.** Econlink. Econlink. [En línea] Econlink, 17 de 01 de 2017. [Citado el: 02 de Octubre de 2019.]
Disponible en:
<https://www.econlink.com.ar/ciencia/metodo-hipotetico-deductivo>.
- **EZPINOZA, Ciro.** Metodología de la Investigación Tecnológica. Huancayo : Imagen Grafica SAC, 2010. 978-612-00-0222-3 .
- **FISTERRA.**Fisterra. Fisterra. [En línea] 06 de Marzo de 2001. [Citado el: 26 de Octubre de 2019.]
Disponible en:
<http://www.fisterra.com/mbe/investiga/10descriptiva/10descriptiva.asp>.
- **FLORES CAYANCELA, Jorge Enrique y VALLEJO SIGUENCIA, Cosme Ismael.** *Diseño y construcción de un brazo oleo hidraulico para*

montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada. Chimborazo: s.n., 2014.

- **FLORES ROLDAN, Manuel Lisandro.** *Guía para el control de contaminación de un fluido en los sistemas oleo-hidráulicos en su trabajo de graduación:* Guatemala : s.n., 2004.
- **GALAN Amador, Manuel. 2010.** *Metodología de la Investigación. Metodología de la Investigación.* [En línea] 2 de Febrero de 2010. [Citado el: 08 de 09 de 2019.]
Disponibile en:
<http://manuelgalan.blogspot.com>.
- **GOMEZ Bastar, Sergio.** *Metodología de la investigación. Tlanepantia : RED TERCER MILENIO, 2012. 978-607-733-149-0.*
Guia para realizar investigaciones sociales.
- **ROJAS Soriano, Raul.** *Guia para realizar investigaciones sociales. 2006.* Mexico, D.F : PLAZA Y VALDES, 2006. 968-856-262-5 .
- **IKROM..** *Icron Fluid Filtration. Icron Fluid Filtration.* [En línea] 2019.
Disponibile en:
<https://ikron.it/>.
- **Interactive Industrial Training.** *FLUIDPOWERZONE. FLUIDPOWERZONE.* [En línea] 2000. [Citado el: 5 de 10 de 2019.]
www.fluidpowerzone.com.
- **L. Norton, Robert. 2011.** *Diseños de Maquinas un enfoque integrado.* Mexico : Pearson Educacion, 2011. 978607320589 4.
- **Maquinariaspesadas.org. 2019.** *Maquinariaspesadas.org Maravillas de la Ingenieria. Maquinariaspesadas.org Maravillas de la Ingenieria.* [En línea] 08 de Marzo de 2019. [Citado el: 14 de Setiembre de 2019.]
Disponibile en:
<https://www.maquinariaspesadas.org/blog/2513-curso-sistemas-hidraulicos-maquinaria-pesada-componentes-mantenimiento>.

- **EAN, Universidad, RODRIGUEZ, Andrés y PEREZ, Alipio Omar.** *Métodos científicos de indagación y de construcción del conocimiento.* 82, Bogotá : Universidad EAN, 2016. 0120-8160.
- **MONDRAGON M., OSWALDO .** *Esfuerzos permisibles para el diseño de estructuras de acero.* Zihuatanejo : Instituto Tecnológico Costa Grande, 2007.
- **MOSQUEIRA LOAIZA, Javier Edilberto.** *Diseño y selección de componentes de una unidad de poder hidráulica para accionamiento de una prensa extrusora de 380 toneladas.* Lima : s.n., 1997.
- **MOTT, Robert L.** *Mecánica de fluidos.* Sexta edición. Mexico : Pearson Educación, 2006. 970-26-0805-8.
- **PÉREZ Montiel, Hector.** *Física General.* Mexico : Publicaciones Culturales, 2000. 9684395868.
- **QUISPE SALAS, Hector Alberto.** *Diseño del sistema de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 Hp.* Lima : s.n., 2008.
- **RAVELL, Felip Roca.** *Oleohidráulica básica: diseño de circuitos.* Catalunya : UPC, 2000. 848301198.
- **RUIZ GATICA, Mauricio Esteban.** *Diseño e implementación de experiencias de laboratorio en banco de prueba oleohidráulico.* Valdivia : s.n., 2009.
- **SALAZAR Trujillo, Jorge Eduardo.** *Resistencia De Materiales.* Manizales : Universidad Nacional De Colombia, 2007. 978 958 8280 08 0.
- **SHELL.** Comercial Mendoza. Comercial Mendoza. [En línea] 28 de 12 de 2017. [Citado el: 15 de Setiembre de 2019.]
Disponible en:
<http://www.comercialmendoza.es/wp-content/uploads/2018/10/TELLUS-S2-MX-68.pdf>.

- **SINCHE ENCALADA , Martha Sofia .** *Metodología de calculo de un sistema de compuerta de obras hidraulicas de captación.* Arequipa : s.n., 2018.
- **SIUCE, Ramiro..** *Diseño de Tolvas.* Informe. Cerro de Pasco : Universidad Nacional Daniel Alcides Carrión, 29 de Junio de 2016.
- **SOHIPREN S.A.** Manual Basico de Oleohidraulica. Segunda Córdoba, Argentina : s.n., 2005.
- **SOTELO ÁVILA, Gilberto.** *Hidraulica General.* Mexico D.F : LIMUSA, 1997. 968-18-0503-8.
- **STELMI.** STELMI. STELMI. [En línea] 2017. [Citado el: 12 de 11 de 2019.]
Disponibile en:
<http://www.stelmi.it/aste-e-tubi-cromati.php>.
- **Sun Hydraulics.** Sun Hydraulics. Sun Hydraulics. [En línea] 2019. [Citado el: 05 de Noviembre de 2019.]
Disponibile en:
<https://www.sunhydraulics.com>.
- **UNSA y ATAHUALPA Calvo, Jose Ismael . 2018.** *Diseño Estructural De Una Tolva De Acero.* Arequipa : UNSA, 2018.
- **WEG.NET. 2016.** www.weg.net. www.weg.net. [En línea] 05 de Diciembre de 2016. [Citado el: 13 de Octubre de 2019.] 50039910.
Disponibile en:
www.weg.net

ANEXOS

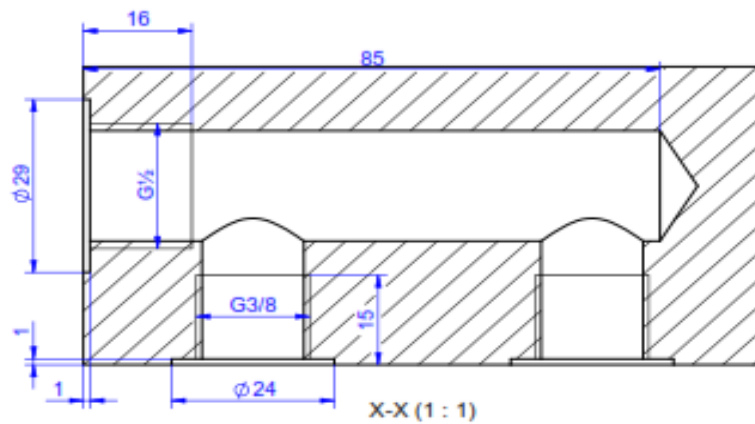
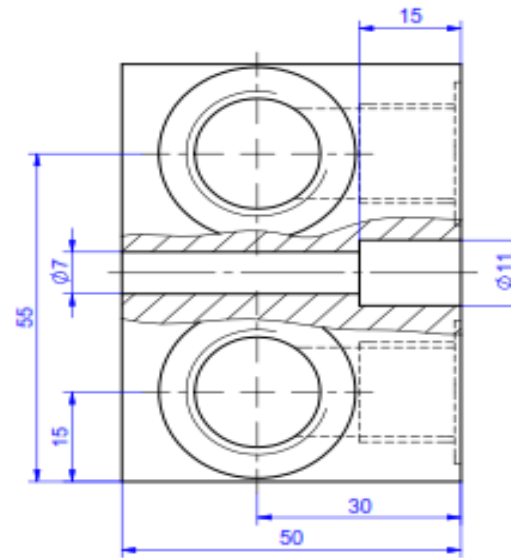
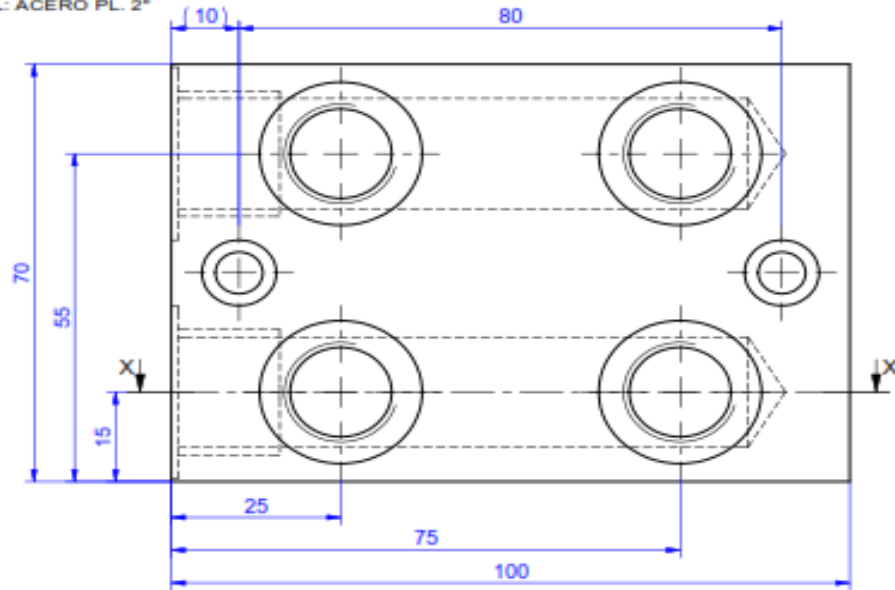
ANEXO N°1
MATRIZ DE CONSISTENCIA

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES E INDICADORES	METODOLOGÍA	POBLACIÓN
<p>Problema principal ¿Cómo diseñar el sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1Ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín?</p> <p>Problemas específicos P1 ¿Cómo determinar los parámetros básicos de diseño que permita seleccionar la metodología del diseño del sistema oleo hidráulico para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín? P2 ¿Cómo diseñar los actuadores hidráulicos y tuberías del sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín? P3 ¿Cómo seleccionar los componentes del sistema oleo hidráulico que permita su adecuado funcionamiento para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín? -</p>	<p>Objetivo general Diseñar un sistema oleo hidráulico que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.</p> <p>Objetivos específicos O1: Determinar los parámetros básicos de diseño que nos permita seleccionar la metodología del diseño del sistema oleo hidráulico para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región junin. O2: Diseñar los actuadores hidráulicos y tuberías del sistema oleo hidráulico, que nos permita el accionamiento de una compuerta de tolva rectangular de 1 tonelada de capacidad en una mina de cobre en la región Junín. O3: Seleccionar los componentes del sistema oleo hidráulico que permitirá su adecuado funcionamiento para el accionamiento de una compuerta de tolva de flujo masico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre en la región Junín.</p>	<p>Hipótesis general Si se diseña un sistema oleo hidráulico teniendo en cuenta los parámetros básicos de diseño , el diseño de los actuadores hidráulicos y tuberías , así como la selección de los componentes en base a los criterios de calidad , costo y marca , nos permitirá el accionamiento mecánico de la compuerta de la tova de flujo másico de 1 ton de capacidad en una mina de cobre de la región Junín.</p> <p>Hipótesis específicas Si se brindan los parámetros básicos de diseño que nos permita seleccionar la metodología de manera correcta, nos garantizara un correcto calculo del sistema oleo hidráulico.</p> <p>Si se diseña los actuadores hidráulicos y tuberías mediante el método de esfuerzo admisible y la ecuación de continuidad para las tuberías respectivamente nos garantizará el correcto accionamiento de la compuerta</p> <p>Si se selecciona los componentes del sistema oleo hidráulico en base a los siguientes criterios , calidad , costo y marca de los componentes, nos garantizara que el sistema trabaje de manera adecuada.</p>	<p>Variable independiente X: Diseño de un sistema oleo hidráulico</p> <p>Indicadores X1: kg-f X2:Bar, m/s X3:Lt/s X4:Hp X5:u X6:Bar , Lt/s</p> <p>Variable Dependiente Y: Accionamiento de compuerta de 1 TN de capacidad</p> <p>Indicadores Y1 kg-f</p>	<p>Tipo de investigación n</p> <p>Tipo: Tecnológica Nivel: Aplicada.</p> <p>Método Técnica documental y Empírica</p>	<p>Población Planta concentradora.</p>

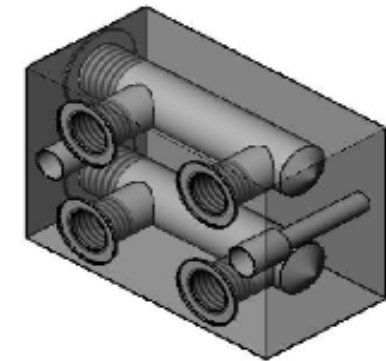
**ANEXO N°2
PLANOS**

ITEM: 1
 CANTIDAD: 02
 DENOMINACION: DISTRIBUIDOR
 ESCALA: 1:1
 MATERIAL: ACERO PL. 2"

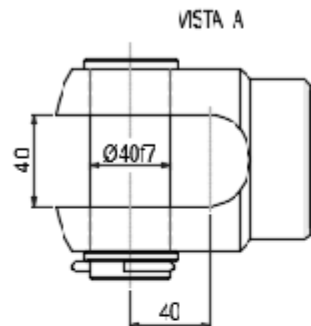
PERNO ALLEN M6x45



BDP70x100

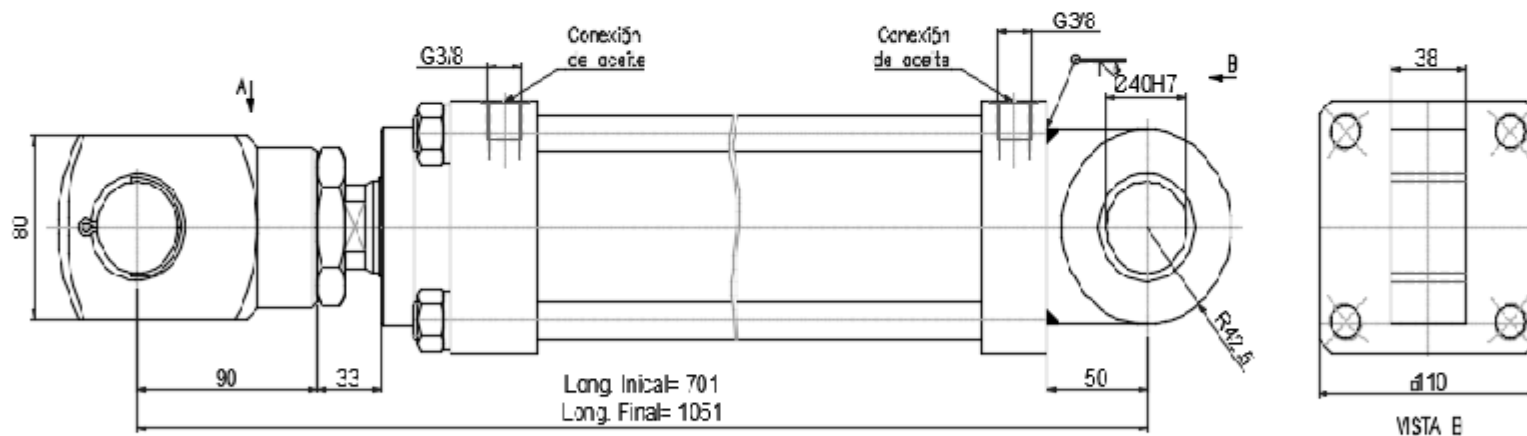



REV:ORF DIB:GOT	 Universidad Nacional del Callao <small>Callao, Perú</small>	BLOQUE DISTRIBUIDOR IM	

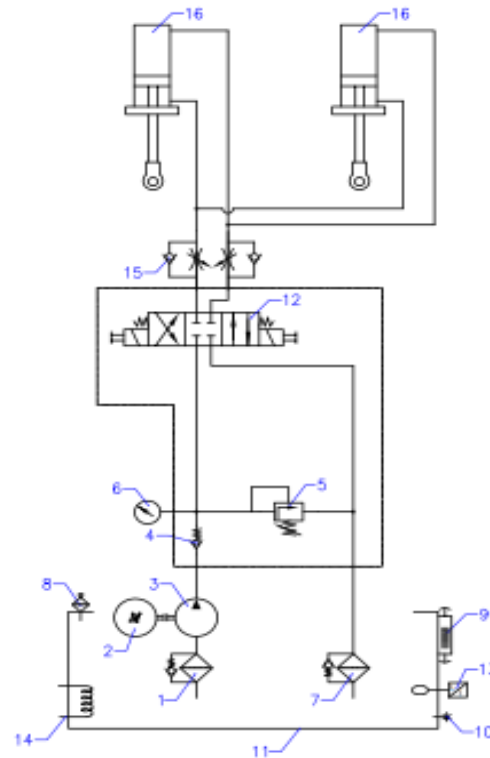


denominación	MATERIA.
VASIGU	ACERO CR 45 CRONADO
TUBO	ACERO S152-3 BRUÑIDO
TORNILLOS	ACERO 0-45
BOCINAS	BRONCE SAEM4
CABEZALES, ETC	ACERO SAEM045
PESTO TOTAL	35 <

Cantidad: 02



Rev.: REV	 Universidad Nacional del Callao <small>Universidad Tecnológica Pontificia de Perú</small>	PISTON		
Dib.: DIB		Ø80xØX40x350		
Fecha: 01/08/19		Codigo: CH-001-2019	Orden: ORD	Hojas: 01/05



CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES		
Presión de servicio	Bar (PSI)	80 (1160)
Presión de diseño	Bar (PSI)	40 (580)
Caudal de sistema hidráulico	l/min (GPM)	31 (8)
Potencia eléctrica	Hp (KW)	8 (5.7)
Temperatura de operación del aceite	°F (°C)	60 (14.4)
Temperatura de la unidad hidráulica	°F (°C)	48 (10)

NOTA:
 -Equipo diseñado para operar a 5000 msnm.
 -Acabe tipo ISO68
 -Certificación clase ISO 4406:1999
 21/20/17

16	2	Cilindro hidráulico #8x40x350	FLUIDTEK	----
15	1	Válvula estranguladora con check doble	ARGO HYTOS	----
14	1	Resistencia 3Kw	REERO	----
13	1	Switch de nivel	FOX	----
12	1	Válv. de distribución 3 DNE centro bloqueada	HYTOS	----
11	1	Tanque de 80L	FLUIDTEK	UPH 80
10	1	Tapón de purgo G3/8	FLUIDTEK	----
9	1	Indicador de nivel y temperatura 285mm	KRON	HL81 30T1 TB
8	1	Filtro de llenado con respirador	KRON	H850-A05-G2
7	1	Filtro de retorno G1 55 L/Min.	KRON	HFS4-20-122
6	1	Manómetro 0-160 Bar	KRON	MF3304160V
5	1	Válvula limitadora 45 L/Min.	SUM HYDRAULICS	RD8A-LAM
4	1	Válvula check 40L/min.	SUM HYDRAULICS	CX8A-KCH
3	1	Bomba de engranajes 14 cc brida SAE	CASSAPA	PLP20-11,2
2	1	Motor eléctrico 5HP 1710 RPM	WEG	100L
1	1	Filtro de succión de G	CASSAPA	HF410-20,122
ITEM	CANT.	DENOMINACIÓN	MARCA	CODIGO

Rev.: REY
 Dib.: DIB



Universidad
 Nacional del Callao
 Oficina de Tecnología Puntual y Total (OTPT)

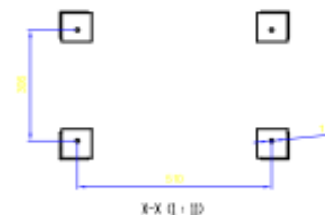
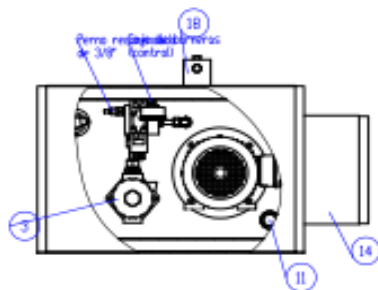
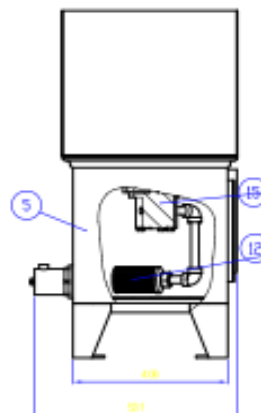
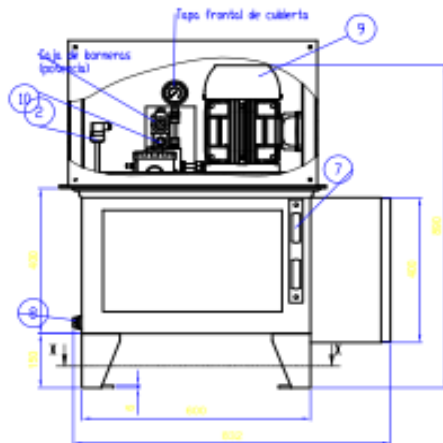
ESQUEMA HIDRAULICO COMPUERTA DE FLUJO MASICO

Fecha: 01/08/19

Codigo: EH-002-2019

Orden: ORD


Hojas: 02/05

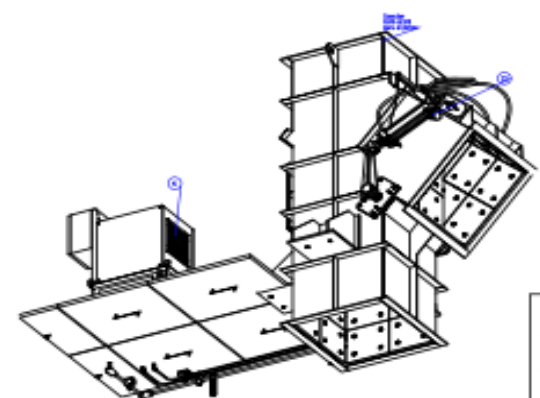
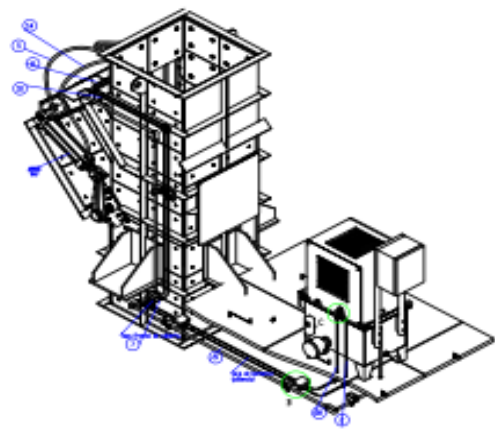
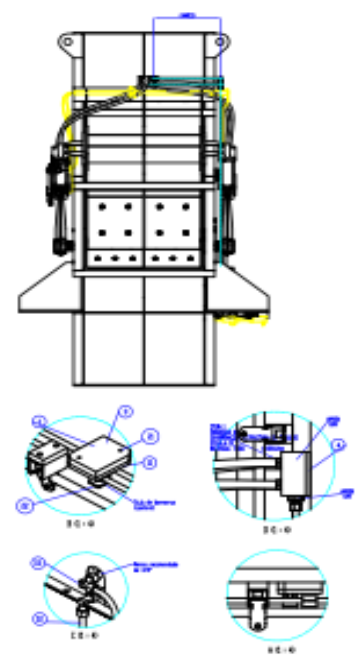
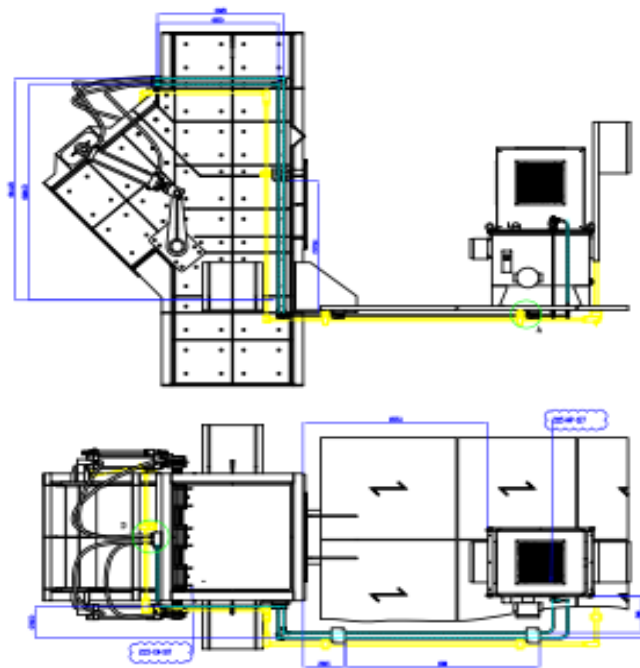


CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES	
Presión de operación	1 bar (PSI) 40 (2142)
Presión de diseño	1.5 bar (PSI) 45 (2550)
Caudal de salida máxima	1.5m ³ (GPM) 41 (23)
Potencia eléctrica	1.5 Kw (HP) 2 (2.7)
Temperatura de operación del equipo	T (°C) 40 (104)
Temperatura de la unidad térmica	T (°C) 40 (104)
Tolerancia	1.5m ³ (GPM) 40 (23.1)
Peso en vacío	150 Kg (330.7)
Peso en agua	180 Kg (396.8)

NOTA:
 -Equipo diseñado para operar a 5000 rpm.
 -Acople tipo ISO68
 -Certificación clase ISO 4406:1999
 21/25/17

ITEM	CANT.	DENOMINACIÓN	MARCA	CODIGO
16	1	Válvula estranguladora con check doble	ARGO HYTOS	----
15	1	Termostato	HONEYWELL	----
14	1	Resistencia 2kw	RENO	----
13	1	Switch de nivel	FOX	----
12	1	Válv. de distribución 3 DNE centro bloqueado	HYTOS	----
11	1	Tanque de 80L.	FLUIDTEK	UPH 80
10	1	Tapón de purgo 05"	FLUIDTEK	----
9	1	Indicador de nivel y temperatura 285mm	KRON	HL91 30T1 TB
8	1	Filtro de llenado con respirador	KRON	HBS0-A05-G2
7	1	Filtro de retorno G1 55 L/Min.	KRON	HF254-20-122
6	1	Manómetro 0-160 Bar	KRON	MR6304160V
5	1	Válvula limitadora 40 L/Min.	SUN HYDRAULICS	RDBA-LAH
4	1	Válvula check 40L/mín.	SUN HYDRAULICS	CRBA-XCN
3	1	Bomba de engranajes 11cc brida SAE	CASSAPA	PLP20-11,2
2	1	Motor eléctrico SHP 1710 4Pw	WEG	100L
1	1	Filtro de succión de G1"	CASSAPA	HF410-20.122
ITEM	CANT.	DENOMINACIÓN	MARCA	CODIGO

Rev.: REV Dib.: DIB	 Universidad Nacional del Callao Ciencia Tecnología Humana para el Desarrollo	UPH 80L	
		Fecha: 01/08/19	Codigo: UPH-003-2019



11	Perce raspador 100x10	100x10	100x10
12	Perce 40x40	40x40	40x40
13	Perce 40x40	40x40	40x40
14	Perce 40x40	40x40	40x40
15	Perce 40x40	40x40	40x40
16	Perce 40x40	40x40	40x40
17	Perce 40x40	40x40	40x40
18	Perce 40x40	40x40	40x40

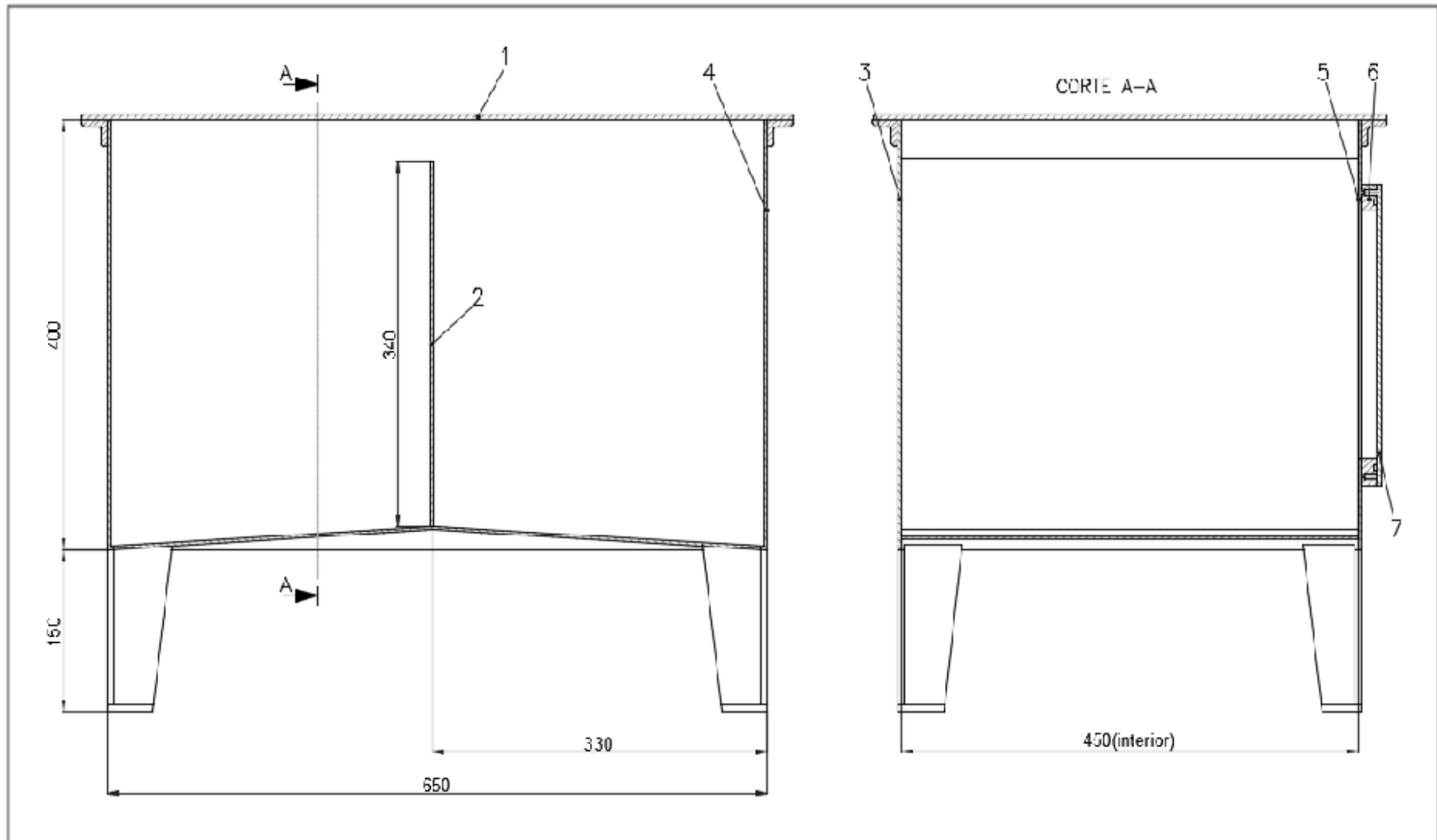
10	Pl. 110x110 para entrar	FLUOROP	ASB GALVANIZADO
11	Base de Union de distribucion	FLUOROP	ASB GALVANIZADO
12	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
13	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
14	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
15	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
16	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
17	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
18	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
19	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
20	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
21	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
22	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
23	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
24	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
25	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
26	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
27	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
28	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
29	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
30	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
31	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
32	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
33	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
34	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
35	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
36	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
37	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
38	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
39	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
40	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
41	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
42	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
43	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
44	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
45	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
46	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
47	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
48	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
49	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100
50	Tubo de 10x100mm ZN4010100	SCSA	BOX 100

Rev.: REV Dib.: DIB


Universidad Nacional del Callao
 Oficina de Tecnología y Mantenimiento

**TENDIDO DE TUBERIA HIDRAULICA
COMPUERTA DE FLUJO MASICO**

Fecha: 01/05/19 Código: TDH-004-2019 Orden: ORD Hojas: 04/05



Rev.: REV	Dib.: DIB	 Universidad Nacional del Callao <small>Universidad Tecnológica Nacional del Callao</small>	TANQUE	
			80L	
Fecha: 01/08/19	Codigo: TQ-005-2019	Orden: ORD	Hojas: 05/05	

ANEXO N°3
Fichas técnicas



Technical Data Sheet

Shell Tellus S2 MX 68

- Mayor vida útil
- Máxima protección
- Mantiene la eficiencia del sistema
- Aplicaciones Industriales

Fluido Hidráulico avanzado de altas prestaciones, basado en aceites base API Grupo II, especialmente indicado para aplicaciones industriales de alta demanda.

Los aceites Shell Tellus S2 MX son fluidos hidráulicos de alto rendimiento basados en aceites de base API Grupo II que proporcionan protección y prestaciones sobresalientes en la mayoría de los equipos industriales y en muchos equipos móviles. Su alta resistencia a la oxidación y estabilidad térmica ayudan a prevenir la formación de depósitos y lacas que pueden disminuir la eficiencia de su sistema de transmisión hidráulica.

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Propiedades y ventajas

• Larga vida útil del fluido - Ahorro de mantenimiento

Los fluidos Shell Tellus S2 MX ayudan a prolongar los intervalos de mantenimiento del equipo al resistir la degradación térmica y química. Esto minimiza cualquier formación de lodos nocivos y proporciona una mayor fiabilidad y limpieza del sistema.

Shell Tellus S2 MX también ofrecen una buena estabilidad en presencia de humedad, lo que garantiza una larga vida útil del fluido y reduce el riesgo de corrosión y oxidación, incluso en sistemas hidráulicos en servicio intermitente: Arranques y paradas frecuentes.

• Versátil y robusta protección anti desgaste

Tellus S2 MX está diseñado para satisfacer las demandas técnicas de los modernos sistemas hidráulicos, incluyendo las nuevas especificaciones de los fabricantes de componentes, como la clasificación de fluidos Rexroth RDE 90245 de Bosch, y mejoran el rendimiento en condiciones de Extrema Presión (EP) en la prueba FZG (Etapa de fallo 11 / ISO VG 32). También demuestra un excelente rendimiento en las duras pruebas Denison T6H20C (versiones seca y húmeda) y la exigente Eaton Vickers 35VQ25. Los fluidos Shell Tellus S2 MX ayudan a mantener la integridad y alargar la vida útil de los componentes del sistema.

• Mantiene la eficiencia y rendimiento del sistema

Su excelente filtrabilidad, incluso a través de filtros muy finos, y las características de separación de agua de alto rendimiento, liberación del aire y capacidad antiespumante ayudan a mantener o mejorar la eficiencia de los sistemas hidráulicos. La optimización, de las características de fricción, también ayudan a reducir los efectos negativos del fenómeno de avance a saltos (Stick-Slip) en cilindros y bancadas.

Su alto nivel de limpieza y capacidad de ser filtrado, con la menor pérdida de carga a través de filtros, ayudan a reducir el impacto de los contaminantes y/o colmatado prematuro en los sistemas de filtrado, permitiendo una mayor vida útil de los mismos y mejorando la protección de los equipos y sus componentes.

Los fluidos Shell Tellus S2 MX están formulados para un control excepcional en la baja formación y estabilidad de la espuma y una excelente y rápida liberación de aire para facilitar la transferencia eficiente de energía hidráulica, incluso en sistemas hidráulicos compactos, y minimizar de esta manera los efectos de la oxidación y por cavitación que puede acortar la vida del fluido y los equipos lubricados.

(SHELL, 2017 pág. 1)

Aplicaciones principales



■ **Sistemas hidráulicos Industriales**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son adecuados para una amplia gama de aplicaciones de energía hidráulica que se encuentran en los todos entornos y sectores industriales. Sus excepcionales propiedades de superficie: Separación del aire y baja tendencia a la formación de espuma, los convierten en un perfecto aliado y componente clave en sistemas hidráulicos compactos equipados con tanques de aceite reducidos.

■ **Equipos móviles de transmisión de energía hidráulica.**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX pueden usarse eficazmente en aplicaciones de energía hidráulica móvil, como excavadoras y grúas, excepto donde se encuentran variaciones significativas de temperatura ambiente. Para estas aplicaciones recomendamos Shell Tellus S2 VX.

■ **Sistemas hidráulicos en aplicaciones marinas**

Conveniente para las aplicaciones marinas donde se recomiendan fluidos hidráulicos de la categoría o clase ISO HM y/o DIN HLP.

Especificaciones, Aprobaciones & Recomendaciones

Shell Tellus S2 MX está diseñado para exceder los requisitos de:

- Bosch Rexroth RDE 90245: Fluido certificado y listado.
- Parker Denison (HF-0, HF-1, HF-2)
- Eaton E-FDGN-TB002-E
- Fives (Cincinnati Machine) P-69
- ISO 11158 (Fluido HM)
- DIN 51524 Parte 2 - Clase HLP
- ASTM D 6158-05 (Fluidos HM)
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM

Para obtener una lista completa de las aprobaciones y recomendaciones de los fabricantes de equipos (OEM), consulte a su asesor técnico o comercial de Shell.

Compatibilidad y miscibilidad

■ **Versatilidad**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son adecuados para su uso con la mayoría de las bombas y otros componentes hidráulicos.

■ **Compatibilidad de fluidos**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son compatibles con la mayoría de los otros fluidos hidráulicos a base de aceite mineral. Sin embargo, los fluidos hidráulicos minerales no deben mezclarse con otros tipos de fluidos (Ejemplo: Fluidos biodegradables o resistentes al fuego). En cualquier caso, recomendamos vaciar el sistema por completo o tanto como sea posible para obtener las máximas prestaciones de los aceites Shell Tellus S2 MX.

■ **Compatibilidad mejorada con juntas y retenes, selladores y pinturas**

Los fluidos Shell Tellus S2 MX son compatibles con los elementos y materiales de estanqueidad y pinturas normalmente especificados para uso con aceites minerales.

(SHELL, 2017 pág. 2)

Características físicas típicas

Propiedades			Method	Shell Tellus S2 MX 68
Clase ISO / DIN				HM/HLP
Viscosidad Cinemática	@0°C	cSt	ASTM D445	1000
Viscosidad Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	66
Viscosidad Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	8.9
Índice de Viscosidad			ISO 2909	105
Densidad	@15°C	kg/l	ISO 12185	0.860
Punto de Inflamación (COC)			ISO 2592	230
Punto de Congelación			ISO 3016	-24
Color			ASTM D1500	L0.5
Separación del Agua	minutos		ASTM D1401	20
Ensayo de vida TOST	horas		ASTM D943	5000

Estas propiedades se refieren a características físicas medias. Las características de cada producción se adaptarán a las especificaciones de Shell, por lo que pueden existir ligeras variaciones con respecto a los valores indicados.

Seguridad, higiene y medio ambiente

■ Seguridad e Higiene

Los lubricantes Shell Tellus S2 MX no producen efectos nocivos cuando se utilizan en las aplicaciones recomendadas y se respetan unas adecuadas prácticas de Seguridad e Higiene en el trabajo.

Evite el contacto con la piel. Emplee guantes impermeables si manipula el aceite usado. En caso de contacto con la piel, lávese inmediatamente con agua y jabón.

Para mayor información sobre este particular, recomendamos consultar la Ficha de Datos de Seguridad (FDS) del producto, disponible a través del Centro de Servicio al Cliente, de la Red Comercial de Shell o en <http://www.epc.Shell.com/>

■ Proteja el medioambiente

Lleve el aceite usado a un punto de recogida autorizado. No lo derrame en desagües, suelo o agua.

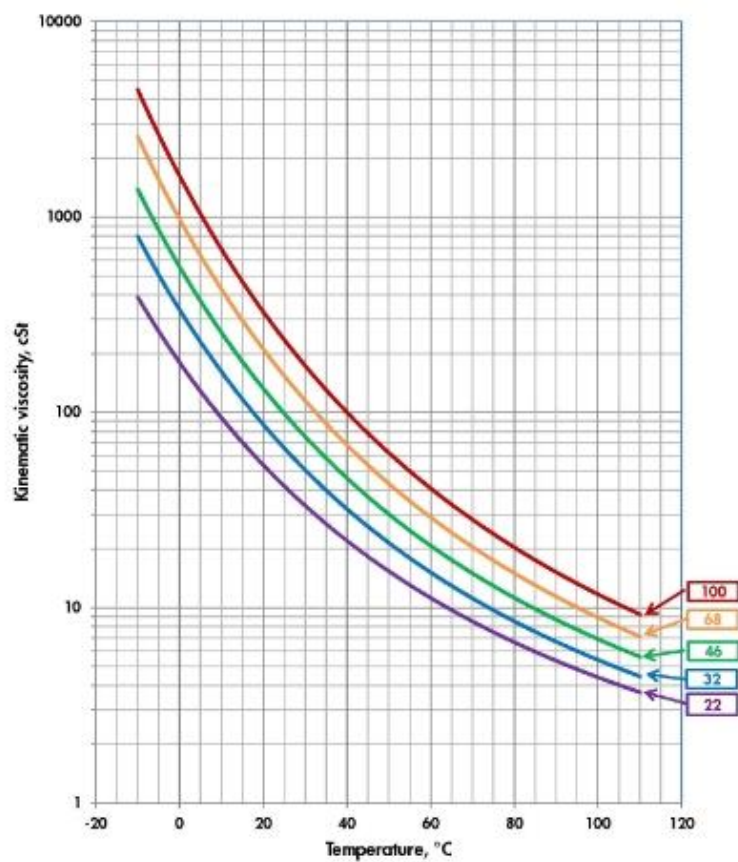
Información adicional

■ Asistencia Técnica

Póngase en contacto con su representante técnico de Shell, que podrá ofrecerle soporte en la selección de productos y sobre las aplicaciones no incluidas en este boletín, como también orientación para extender la vida útil del aceite y minimizar sus gastos de mantenimiento.

El servicio Shell LubeAnalyst permite al operador del equipo monitorizar el estado del aceite y del equipo y tomar medidas correctivas cuando sea necesario. Esto ayuda a evitar averías y costoso tiempo de inactividad, incrementando al mismo tiempo la vida útil de los equipos.

Viscosity - Temperature Diagram for Shell Tellus S2 MX



(SHELL, 2017 pág. 4)

Free flow nose to side check valve

Capacity:
10 gpm (40 L/min.)

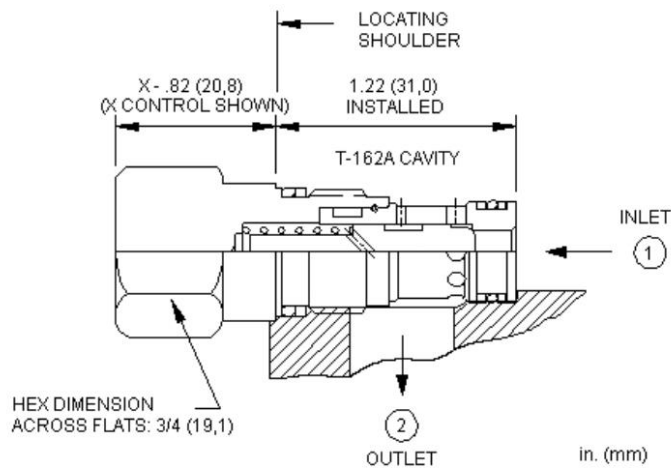
Functional Group:

Products : Cartridges : Check : 2 Port : Free Flow Nose to Side

Model:
CXBA

Product Description

Free-flow, nose-to-side check valves are on/off circuit components that allow free flow from the inlet (port 1) to the outlet (port 2) and block flow in the opposite direction.



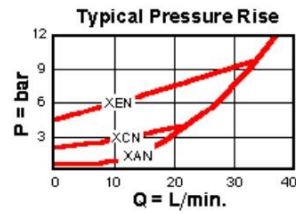
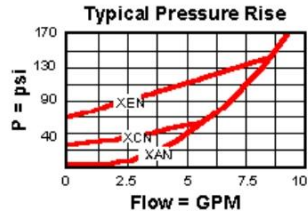
Technical Features

- Two-port check valves share the same cavity for a given frame size, however, pay close attention as flow paths may be in opposite directions.
- Check valves offer extremely low leakage rates with a maximum leakage of less than 1 drop per minute.
- Will accept 5000 psi (350 bar) at ports 1 and 2.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity	T-162A	
Capacity	10 gpm	40 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	1 drops/min.	0,07 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 0	
Valve Hex Size	3/4 in.	19,1 mm
Valve Installation Torque	25 - 30 lbf ft	35 - 40 Nm
Model Weight	0.17 lb.	0.08 kg.

(Sun Hydraulics, 2019 pág. 1)



CXBA-XCN

Control	Cracking Pressure	External Material/Seal Material
Preferred Options		
X Not Adjustable	A 4 psi (0,3 bar) C 30 psi (2 bar)	N Buna-N
Standard Options		
	B 15 psi (1 bar) D 50 psi (3,5 bar) E 75 psi (5 bar) F 100 psi (7 bar)	V Viton

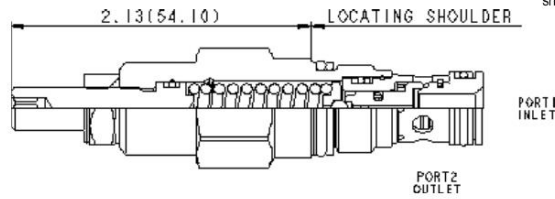
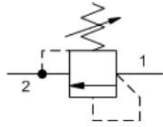


MODEL
RDBA

Direct-acting relief valve
CAPACITY: 12 gpm / CAVITY: T-162A



snhy.com/RDBA



CONFIGURATION

L	Control	Standard Screw Adjustment
A	Adjustment Range	500 - 3000 psi (35 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting
N	Seal Material	Buna-N
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating

Direct-acting relief cartridges are normally closed, pressure-limiting valves used to protect hydraulic components from pressure transients. When the pressure at the inlet (port 1) reaches the valve setting, the valve starts to open to tank (port 2), throttling flow to limit the pressure rise. These valves are smooth and quiet, essentially zero leak, dirt tolerant, immune to silting and are very fast.

TECHNICAL DATA

NOTE: DATA MAY VARY BY CONFIGURATION. SEE CONFIGURATION SECTION.

Cavity	T-162A
Series	0
Capacity	12 gpm
Factory Pressure Settings Established at	4 gpm
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Maximum Valve Leakage at Reseat	10 drops/min.
Response Time - Typical	2 ms
Reseat	>85% of setting
Adjustment - No. of CW Turns from Min. to Max. setting	6
Valve Hex Size	3/4 in.
Valve Installation Torque	20 - 25 lbf ft
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.
Locknut Hex Size	1/2 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Seal kit - Cartridge	Buna: 990162007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990162014
Seal kit - Cartridge	Polyurethane: 990162002
Seal kit - Cartridge	Viton: 990162006
Model Weight	0.22 lb.

NOTES U.S. Patent #4,742,846; European Patent Pending

CONFIGURATION OPTIONS

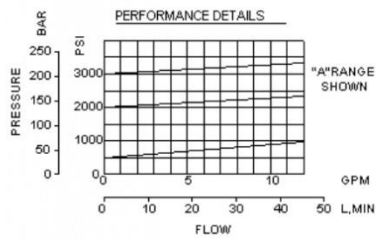
Model Code Example: **RDBALAN**

CONTROL	(L) ADJUSTMENT RANGE	(A) SEAL MATERIAL	(N) MATERIAL/COATING
L Standard Screw Adjustment	A 500 - 3000 psi (35 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	N Buna-N	Standard Material/Coating
C Tamper Resistant - Factory Set	W 800 - 4500 psi (55 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	E EPDM	/APStainless Steel, Passivated
K Handknob	B 300 - 1500 psi (20 - 105 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	V Viton	/LHMild Steel, Zinc-Nickel
	C 1000 - 6000 psi (70 - 420 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting		
	D 200 - 800 psi (14 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting		
	E 100 - 400 psi (7 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting		
	S 50 - 200 psi (3.5 - 14 bar), 100 psi (7 bar) Standard Setting		

TECHNICAL FEATURES

- All 2-port relief cartridges (except pilot reliefs) are physically and functionally interchangeable (same flow path, same cavity for a given frame size).
- Will accept maximum pressure at port 2; suitable for use in cross port relief circuits.
- The seals on the adjust screw are exposed to system pressure which means this valve can only be adjusted when the pressure is removed. The setting procedure is; check the setting, remove the pressure, adjust the valve, check the new setting.
- Valve is relatively insensitive to varying oil temperatures and oil borne contamination.
- Select a spring range where the desired relief setting is approximately mid-range to high between the minimum and maximum pressure to ensure maximum valve repeatability.
- Suitable for use in load holding applications.
- Back pressure on the tank port (port 2) is directly additive to the valve setting at a 1:1 ratio.
- Cartridges configured with EPDM seals are for use in systems with phosphate ester fluids. Exposure to petroleum based fluids, greases and lubricants will damage the seals.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

PERFORMANCE CURVES



Tubo rígido

Rigid pipe
Tube rigide
Tubo rigido

Tubo rígido - 6 mts

Rigid pipe - 6 mts

Tube rigide - 6 mts

Tubo rigido - 6 mts



Ø OUTER Ø EXT.	Ø INNER Ø INT.	WP (bar) PRESION TRABAJO (bar)	KG/M	Thickness (mm) Espesor (mm)	Part nº Referencia	€/M
6	4	490	0,125	1	ZTH0060100	13,39
8	6	368	0,175	1	ZTH0080100	15,40
10	7	441	0,318	1,5	ZTH0100150	21,93
12	9	368	0,393	1,5	ZTH0120150	24,20
14	10	420	0,600	2	ZTH0140200	33,71
15	12	294	0,508	1,5	ZTH0150150	25,44
16	12	368	0,700	2	ZTH0160200	33,07
18	15	245	0,618	1,5	ZTH0180150	30,66
20	14	441	1,275	3	ZTH0200300	57,75
22	18	267	1,000	2	ZTH0220200	46,13
25	19	353	1,650	3	ZTH0250300	75,01
28	24	210	1,302	2	ZTH0280200	59,06
30	24	294	2,028	3	ZTH0300300	92,13
35	31	168	1,653	2	ZTH0350200	*
38	30	309	3,355	4	ZTH0380400	*
42	36	210	2,930	3	ZTH0420300	*

Los precios son por metros. / Price per meter. / Les prix sont par mètres. / I prezzi si intendono al metro

Tubo rígido - 3 mts

Rigid pipe - 3 mts

Tube rigide - 3 mts

Tubo rigido - 3 mts



Ø OUTER Ø EXT.	Ø INNER Ø INT.	WP (bar) PRESION TRABAJO (bar)	KG/M	Thickness (mm) Espesor (mm)	Part nº Referencia	€/M
6	4	490	0,125	1	ZTH0060100-3	13,93
8	6	368	0,175	1	ZTH0080100-3	16,02
10	7	441	0,318	1,5	ZTH0100150-3	22,81
12	9	368	0,393	1,5	ZTH0120150-3	25,17
14	10	420	0,600	2	ZTH0140200-3	35,06
15	12	294	0,508	1,5	ZTH0150150-3	26,46
16	12	368	0,700	2	ZTH0160200-3	34,39
18	15	245	0,618	1,5	ZTH0180150-3	31,89
20	14	441	1,275	3	ZTH0200300-3	60,06
22	18	267	1,000	2	ZTH0220200-3	47,98
25	19	353	1,650	3	ZTH0250300-3	78,01
28	24	210	1,302	2	ZTH0280200-3	61,42
30	24	294	2,028	3	ZTH0300300-3	95,81
35	31	168	1,653	2	ZTH0350200-3	*
38	30	309	3,355	4	ZTH0380400-3	*
42	36	210	2,930	3	ZTH0420300-3	*

Los precios son por metros. / Price per meter. / Les prix sont par mètres. / I prezzi si intendono al metro



* Consultar / *On request / *Sur demande / *Su richiesta

(DICSA, 2015 pág. 91)

4/2 and 4/3 Directional Control Valve, Solenoid Operated, Lightline

RPEL1-06

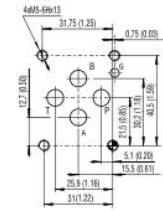
Size 06 (D03) • Q_v 50 l/min (13 GPM) • p_v 250 bar (3600 PSI)



Technical Features

- Direct acting directional control valve with subplate mounting interface acc. to ISO 4401, DIN 24340 (CETOP 03)
- Compact design with reduced solenoid dimensions
- Three chamber housing design for production cost saving
- The valve is available with DC solenoids and wide range of electrical terminals
- The coil, fastened to the core tube with a retaining nut, can be rotated by 360° to suit the available space
- Wide range of interchangeable spools and manual overrides available
- In the standard version, the valve housing is phosphated and steel parts zinc-coated for 240 h salt spray protection acc. to ISO 9227
- Enhanced surface protection for mobile sector available (ISO 9227, 520 h salt spray)

ISO 4401-03-02-0-05



Ports P, A, B, T - max Ø7.5 mm (Ø 29 in)

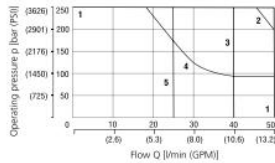
Technical Data

Valve size		06 (D03)
Max. flow	l/min (GPM)	50 (13.2)
Max. operating pressure at ports P, A, B	bar (PSI)	250 (3630)
Max. operating pressure at port T	bar (PSI)	100 (1450)
Fluid temperature range (NBR)	°C (°F)	-30 ... +80 (-22 ... +176)
Fluid temperature range (FPM)	°C (°F)	-20 ... +80 (-4 ... +176)
Ambient temperature range	°C (°F)	-30 ... +50 (-22 ... +122)
Supply voltage tolerance	%	DC ±10
Max. switching frequency	1/h	10 000
Switching time at v=32 mm/s (156 SLS)	ON / OFF	DC: 30 ... 50 / DC: 30 ... 50
Weight	- valve with 1 solenoid / - valve with 2 solenoids	kg (lbb) / 1.3 (2.9) / 1.6 (3.5)
General information		Datasheet Type
GL 0060	Products and operating conditions	
Coil types / connectors	C_8007 / K_8008	C19B*/K*
Mounting interface	SMT_0019	Size 06
Spare parts	SP_8010	
Subplates	SP_0002	DP*06

Characteristics (measured at v=32 mm/s (156 SLS))

Operating limits

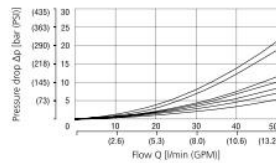
Operating limits for maximum hydraulic power at rated temperature and supply voltage equal to 90% nominal.



Spool symbol	1	2	3	4	5
1	H11, H51, R11, X11				
2	Z11, Z51				
3	Y11, Y51				
4	C11, C51				
5	L21				

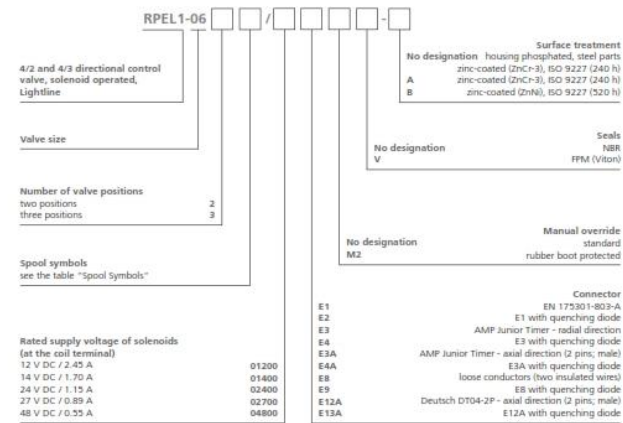
For operating limits under conditions and flow directions other than shown contact our technical support.

Pressure drop related to flow rate



P.A.	P.B.	A/T	B/T	P/T	P.A.	P.B.	A/T	B/T	P/T
Z11	1	1	1	1	X11	3	2	2	3
C11	4	4	4	7	Z51	1	1		
H11	5	5	5	5	C51	4		4	7
Y11	6	6	5	5	H51	5	5		
L21	5	6	5	6	Y51	6	5		
R11	2	3	3	2					

Ordering Code



- For directional valves with two solenoids, one solenoid must be de-energized before the other solenoid can be charged.
- For AC voltage supply use coils with connector type E3.
- For other solenoid voltage supply options see data sheet C_8007.
- The solenoid operated valves are delivered without connectors. For available connectors see data sheet K_8008.
- The orifice to the P port can be ordered separately, see data sheet SP_8010.
- Mounting bolts M3 x 45 DIN 912-10.9 or studs must be ordered separately. Tightening torque is 8.9 Nm (6.56 lbf.ft).
- Besides the shown, commonly used valve versions other special models are available. Contact our technical support for their identification, feasibility and operating limits.

Spool Symbols

Type	Symbol	Interposition	Type	Symbol	Interposition
Z11			Z51		
C11			H51		
H11			Z11		
Y11			X11		
L21			C11		
R11			H11		
Y51			Y11		
C51					

Restrictor Valve with Reverse Flow Check, Modular

2V53-06

Size 06 (D03) • Q_{max} 80 l/min (21 GPM) • p_{max} 320 bar (4600 PSI)



Technical Features

- Restrictor valve with reverse flow check, mounting interface acc. to ISO 4401, DIN 24340 (CETOP 03)
- Meter-in or meter-out flow control
- Leak-free closing in one or two service ports
- Linear adjustment and positive seat overlap
- Desired settings may be locked down
- Optionally adjustable by allen key with protective cap, or by hand screw
- In the standard version, the valve is zinc-coated for 240 h protection acc. to ISO 9227 and the valve body is phosphated

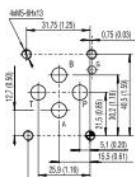
Functional Description

Dual hydraulic flow restrictor valves with an optional by-pass check valve are used to control flow rates in two separate lines (A, B) of a hydraulic circuit. The modular design provides six functional versions. The valve restricts the fluid flow in one direction while providing free reverse flow in the opposite direction. The throttle is adjusted by a set screw, which can be operated by a key, a hand screw, or a hand screw with key lock. The sandwich design supports stacking with other components of the same size. The separate O-ring plate provides sealing of the valve on a connecting surface. Depending on the valve installation it functions as a meter-in or meter-out flow control device. Changing the valve from meter-in to meter-out mode can be done by turning the valve by 180° around its horizontal. The orientation of the throttle check valve(s) in the valve body corresponds with the symbol on the nameplate.

Technical Data

Valve size		06 (D03)
Max. flow	l/min (GPM)	80 (21.1)
Max. operating pressure	bar (PSI)	320 (4640)
Fluid temperature range (NBR)	°C (°F)	-30 ... +100 (-22 ... 212)
Fluid temperature range (FFM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... 248)
Mass	kg (lbs)	1.2 (2.65)
Datasheet		Type
General information	GI_D060	Products and operating conditions
Mounting interface	SMT_0019	Size 06
Spare parts	SP_8010	

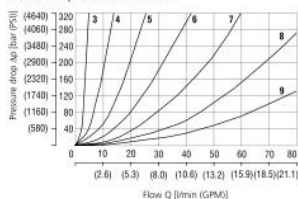
ISO 4401-03-02-0-05



Ports P, A, B, T • max ∅ 7.5 mm (0.29 in)

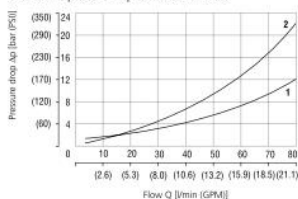
Characteristics measured at v = 32 mm/s (126 fpm)

Pressure drop related to flow rate



Number of turns of the adjustment screw								
3	4	5	6	7	8	9		

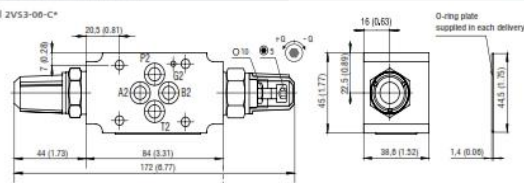
Check valve pressure drop related to flow rate



Throttle valve closed		Throttle fully open	
1		2	

Dimensions in millimeters (inches)

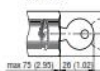
Model 2V53-06-C*



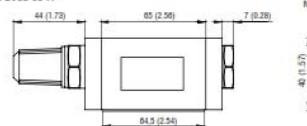
Model O



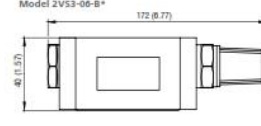
Model Z



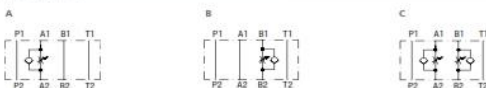
Model 2V53-06-A*



Model 2V53-06-B*



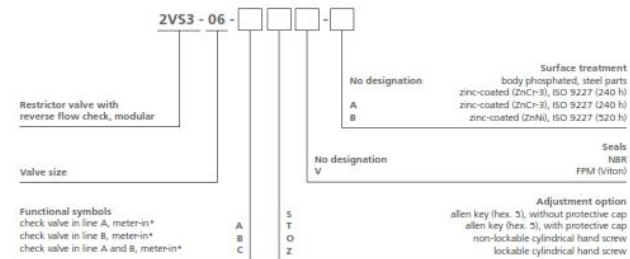
Functional Symbols



Notice: The orientation of the symbol on the name plate corresponds with the valve function.

With the separate O-ring plate the valve body may be mounted 180° rotated, which changes the valve function from meter-in to meter-out.

Ordering Code



*see table of functional symbols

Changing the valve's function from meter-in to meter-out is accomplished by mounting the valve rotated 180° around its horizontal axis.

GENERAL DATA PUMPS AND MOTORS							
Series	Pump type PLP Motor type PLM	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. pressure			Max. speed	Min. speed
			p ₁	p ₂	p ₃		
			psi (bar)				
POLARIS 10	PL 10*1	0.07 (1,07)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL 10*1,5	0.10 (1,60)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL 10*2	0.13 (2,13)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL 10*2,5	0.16 (2,67)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL 10*3,15	0.20 (3,34)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL 10*4	0.26 (4,27)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL 10*5	0.33 (5,34)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL 10*5,8	0.36 (6,20)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL 10*6,3	0.41 (6,67)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL 10*8	0.52 (8,51)	2610 (180)	2900 (200)	3045 (210)	3500	650
PL 10*10	0.65 (10,67)	2030 (140)	2320 (160)	2465 (170)	3500	650	
POLARIS 20	PL 20*4	0.30 (4,95)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL 20*6,3	0.40 (6,61)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL 20*7,2	0.44 (7,29)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL 20*8	0.50 (8,26)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL 20*9	0.56 (9,17)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL 20*10,5	0.66 (10,9)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL 20*11,2	0.69 (11,23)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL 20*14	0.89 (14,53)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	500
	PL 20*16	1.03 (16,65)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3000	500
	PL 20*19	1.16 (19,09)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500
	PL 20*20	1.29 (21,14)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500
	PL 20*24,5	1.52 (24,84)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500
	PL 20*25	1.61 (26,42)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500
	PL 20*27,8	1.72 (28,21)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500
PL 20*31,5	2.01 (33,03)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500	
POLARIS 30	PL 30*22	1.34 (21,99)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	3000	350
	PL 30*27	1.63 (26,70)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	3000	350
	PL 30*34	2.11 (34,55)	3480 (240)	3770 (260)	3915 (270)	3000	350
	PL 30*38	2.40 (39,27)	3480 (240)	3770 (260)	3915 (270)	3000	350
	PL 30*43	2.66 (43,86)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3000	350
	PL 30*51	3.16 (51,83)	3045 (210)	3335 (230)	3480 (240)	2500	350
	PL 30*61	3.74 (61,26)	2755 (190)	3045 (210)	3190 (220)	2500	350
	PL 30*73	4.50 (73,82)	2465 (170)	2755 (190)	2900 (200)	2500	350
	PL 30*82	4.96 (81,66)	2320 (160)	2465 (170)	2610 (180)	2200	350
	PL 30*90	5.56 (91,10)	2175 (150)	2320 (160)	2465 (170)	2200	350

p₁= Max. continuous pressure p₂= Max. intermittent pressure p₃= Max. peak pressure

The values in the table refer to unidirectional pumps and motors.
 Reversible pump and motors max pressures are 15% lower than those shown in table.
 For different working conditions please consult our sales department.

01/10.03

	CERTIFICATO DI COLLAUDO Inspection Certificate	EN 10204 3.1
	STELMI ITALIA SpA Via Gandhi, 15 20010 VITTUONE ITALIA, Partita IVA: 05374560968	

FLUIDTEK SRL DIRECCION JR.RAUL PORRAS BARRENECHEA 2134 CHACRA RIOS,LIMA 1

Data	28/03/2019							
Certificato di collaudo nr. <i>Inspection certificate no.</i>	PSD19-000529 6		Lotto nr. <i>Batch no.</i>	C27877		Specifica <i>Standard</i>	C45 200H EN 10277-5	
Colata nr. <i>Heat no.</i>	72217TC		Materiale <i>Material</i>	C45		Stato di fornitura <i>Delivery condition</i>	Bar HIPERCHROMIUM 200 Packed Chromed C45 Natural 20 my NSS 200h R=9 +150h R=10 Diam.40 Tol.f7	
Dimensioni <i>Dimensions</i> (mm)	Øe	x	Øi	x	L	Peso <i>Weight</i> (Kg)	Ordine cliente nr. <i>Customer order no.</i>	I2181265ST
	40		0		6150	121.34		
Nr. pezzi / <i>Pieces no.</i>	2			Disegno / <i>Part number</i>				

ANALISI CHIMICA (%) / CHEMICAL ANALYSIS (%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Cu
Colata <i>Heat</i>	0.49	0.17	0.76	0.024	0.004	0.21	0.12	0.016		0.28
	Al	Sn	Ti	Ca	N (ppm)	O (ppm)	H (ppm)		C.E.	D.I.
Colata <i>Heat</i>										0

CARATTERISTICHE MECCANICHE E FISICHE / MECHANICAL AND PHYSICAL PROPERTIES

PROVA DI TRAZIONE <i>TENSILE TEST</i>					PROVA DI RESILIENZA <i>IMPACT TEST</i>					TEMPRA SUPERFICIALE <i>INDUCTION HARDENING</i>		
Durezza <i>Hardness</i> (HB)	Rm (N/mm ²)	Re (N/mm ²)	A%	Z%	Tipo <i>Type</i>	Temp. (°C)	J1	J2	J3	J (X̄)	Durezza <i>Hardness</i> (HRC)	Spess. Tot. <i>Test. Depth</i> (mm)
	783	459	17									
+QT Reference												

CARATTERISTICHE GEOMETRICHE / DIMENSIONAL PROPERTIES

Tolleranza <i>Tolerance</i>	F7	Ovalità <i>Rounness</i>	1/2 Toll.	Rettilineità <i>Straightness (mm/m)</i>	0.3
---------------------------------------	----	-----------------------------------	-----------	---	-----

CARATTERISTICHE CROMATURA / CHROMIUM PLATING PROPERTIES

Spessore <i>Thickness</i> (µm)	Durezza <i>Hardness</i> (HV _{0.1})	Rugosità Ra <i>Roughness Ra</i> (µm)	Test corrosione <i>Corrosion test</i> (STD References)	Durata <i>Test time</i> (h)	Rating	Nr. tot. emissioni <i>Total emissions no.</i>
20	850	0,2	EN 10289-ISO 9227 NSS	200	9	

Note:

Responsabile Controllo Qualità
 Quality Manager
 Galli Riccardo

Qualsiasi uso non autorizzato del presente documento è interdetto. Il documento e il suo contenuto sono di proprietà di Stelmi Italia SpA.
 Any unauthorized use of this document is prohibited. The document and its contents are the property of Stelmi Italia SpA.

(STELMI, 2017)

	CERTIFICATO DI COLLAUDO		EN 10204 3.1
	Inspection Certificate		
STELMI ITALIA SpA Via Gandhi, 15 20010 VITTUONE ITALIA, Partita IVA: 05374560968			

FLUIDTEK SRL
DIRECCION JR.RAUL PORRAS BARRENECHEA
2134 CHACRA RIOS,LIMA 1

Data	28/03/2019								
Certificato di collaudo nr. <i>Inspection certificate no.</i>	PSD19-000528 3	Lotto nr. <i>Batch no.</i>	C28833	Specifica <i>Standard</i>	E355 SSTP EN 10305-1				
Colata nr. <i>Heat no.</i>	616766	Materiale <i>Material</i>	E355	Stato di fornitura <i>Delivery condition</i>	Seamless cold drawn tubes E355 +SR Diam. 95 Diam.int. 80 H8				
Dimensioni <i>Dimensions</i> (mm)	Øe	x	Øi	x	L	Peso <i>Weight</i> (Kg)	238.4	Ordine cliente nr. <i>Customer order no.</i>	I2181265ST
	95		80		7365				
Nr. pezzi / Pieces no.		2		Disegno / Part number					

ANALISI CHIMICA (%) / CHEMICAL ANALYSIS (%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Cu
Colata / Heat	0.17	0.17	1.44	0.021	0.026					

	Al	Sn	Ti	Ca	N (ppm)	O (ppm)	H (ppm)	C.E.	D.I.
Colata / Heat	0.03								80

CARATTERISTICHE MECCANICHE E FISICHE / MECHANICAL AND PHYSICAL PROPERTIES

PROVA DI TRAZIONE <i>TENSILE TEST</i>					PROVA DI RESILIENZA <i>IMPACT TEST</i>					TEMPRA SUPERFICIALE <i>INDUCTION HARDENING</i>		
Durezza <i>Hardness</i> (H1B)	Rm (N/mm ²)	Re (N/mm ²)	A%	Z%	Tipo <i>Type</i>	Temp. (°C)	J1	J2	J3	J (x̄)	Durezza <i>Hardness</i> (HRC)	Spess. Tot. <i>Tot. Depth</i> (mm)
	731	627	17		KV	-20	36	34	32	34		
+QT Reference												

CARATTERISTICHE GEOMETRICHE / DIMENSIONAL PROPERTIES

Tolleranza <i>Tolerance</i>	H8	Ovalità <i>Rounness</i>	1/2 Toll.	Rettilineità <i>Straightness</i> (mm/m)	1
---------------------------------------	----	-----------------------------------	-----------	---	---

CARATTERISTICHE CROMATURA / CHROMIUM PLATING PROPERTIES

Spessore <i>Thickness</i> (µm)	Durezza <i>Hardness</i> (HV _{0.1})	Rugosità Ra <i>Roughness Ra</i> (µm)	Test corrosione <i>Corrosion test</i> (STD References)	Durata <i>Test time</i> (h)	Rating	Nr. tot. emissioni <i>Total emissions no.</i>

Note:

Responsabile Controllo Qualità
Quality Manager
Galli Riccardo

Qualsiasi uso non autorizzato del presente documento è interdetto. Il documento e il suo contenuto sono di proprietà di Stelmi Italia SpA
Any unauthorized use of this document is prohibited. The document and its contents are the property of Stelmi Italia SpA

(STELMI, 2017)

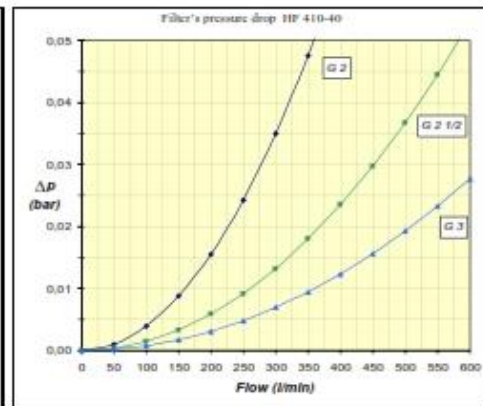
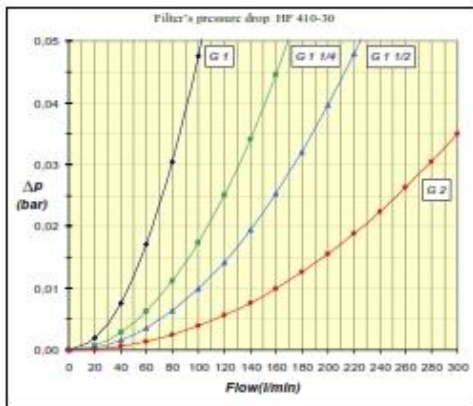
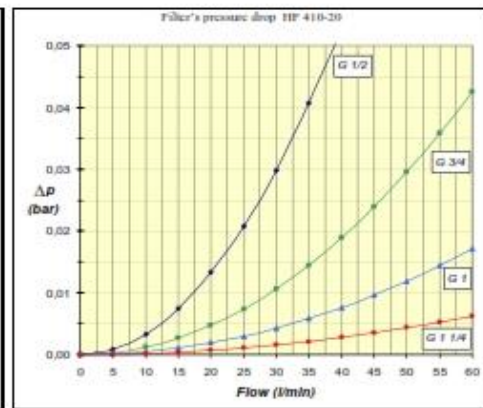
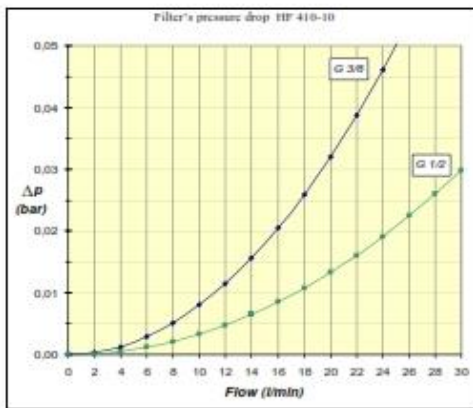


SUCTION FILTERS SERIES HF 410

PRESSURE DROP CURVES

The pressure drop for filters HF 410 is 0,02 bar max.

1) Filter's **pressure drop** is determined by the inlet port's dimension.



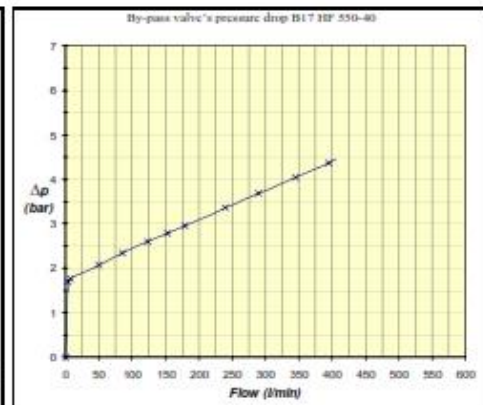
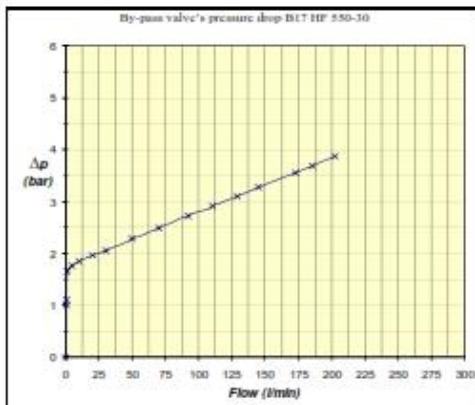
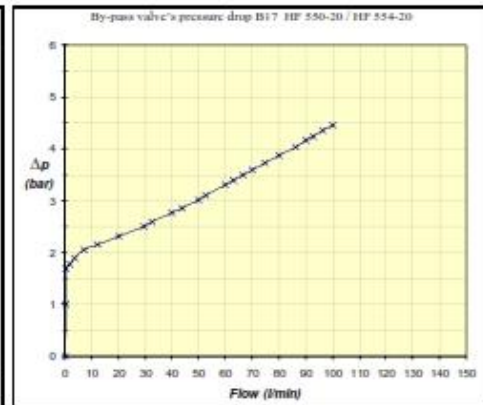
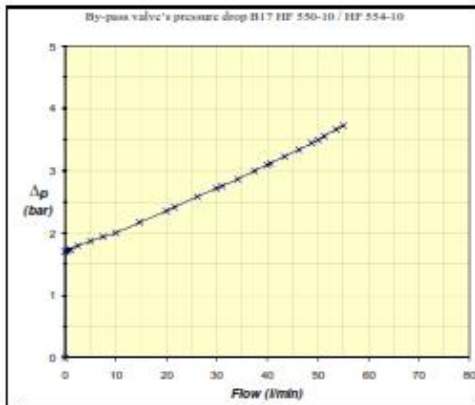


TANK MOUNTED RETURN LINE FILTERS SERIES HF 550 - 554

PRESSURE DROP CURVES

The pressure drop for return filters series HF 550 and HF554 has to be between 0,2 and 0,4 bar.

- 1) The **by-pass pressure drop** is directly proportional to fluid specific gravity and it's irrelevant to determine the total pressure drop.





2) The housing's pressure drop is determined by the sum of the inlet and outlet port dimension.

