



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO PARA
DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA
DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV – EMPRESA QUISPE
TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.”**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Br. Deyvi Agustín Caceres Turpo (ORCID 0000-0002-8866-069X)

ASESORES:

ING. CIP.: Pedro Demetrio Reyes Tassara (ORCID 0000-0002-0395-1433)

ING. CIP Aníbal Jesús Salazar Mendoza (ORCID 0000-0003-4412-8789)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

DISEÑO DE SISTEMAS ELECTROMECAÓNICOS

CHICLAYO - PERÚ

2020

Dedicatoria

En consideración a la vida y el amor a las cosas, muestro mi especial consideración a mis padres, por ser la razón y la fuerza que motiva desarrollar nuestro crecimiento; consiente de la importancia de contar con un universo limpio y sano.

Así mismo con la fe y bendición de Dios ser supremo que permitió a mis descendientes y padres me dieran la vida, gracias a ello escribo estas palabras; a quien dedico mi especial consideración y afecto con gran amor, como el que llevan dentro de su ser

Deyvi Agustín Cáceres Turpo

Agradecimiento

Agradezco a nuestro ser supremo por concedernos un universo lleno de vida y recursos para sobrevivir, a quien pido nos de salud y abra nuestras mentes para hacer uso razonable de los bienes protegiendo la vida en el planeta.

A mis padres, por estar siempre a mi lado dándome ánimo y aliento incondicional apoyándome en los momentos que los necesito dándome sus buenos consejos de aliento y positivismo.

A la Universidad Cesar Vallejo por llegar a nuestra ciudad y poner a disposición la carrera universitaria, de igual manera a los docentes que hicieron entender que las cosas tienen propósitos, compartiendo los temas con sus experiencias, mostrando ejemplos de vida.

Deyvi Agustín Cáceres Turpo

Índice

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento	iii
Índice	iv
Índice de Tablas.....	vi
Índice de Figuras	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Realidad Problemática	1
1.2 Trabajos Previos.	2
1.3 Teorías Relacionadas al tema.	4
1.4 Formulación del Problema.....	8
1.5 Justificación del Estudio.	8
1.6 Hipótesis.	9
1.7 Objetivos.....	9
II. MÉTODO	10
2.1 Diseño de Investigación.....	10
2.2 Variables, Operacionalización.....	10
2.3 Población y Muestra.	12
2.4 Técnica e Instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	12
2.5 Métodos de Análisis de Datos.	14
2.6 Aspectos Éticos.....	14
III. RESULTADOS.....	15
3.1 Determinar los parámetros de trabajo de la bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. en maquinaria pesada utilizada.....	15

3.2	Determinar los parámetros de diseño del banco de pruebas hidráulico de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.	20
3.3	Dimensionar y Seleccionar los elementos electromecánicos de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.....	22
3.4	Evaluar económicamente el diseño presentado teniendo en cuenta los indicadores económicos VAN y TIR.	42
IV.	DISCUSIÓN.....	46
V.	CONCLUSIONES.....	47
VI.	RECOMENDACIONES.	48
	REFERENCIAS	49
	ANEXOS.....	53
	Declaratoria de Autenticidad	76
	Acta de aprobación de originalidad de tesis	77
	Acta de Sustentación	78
	Autorización de publicación de tesis en repositorio institucional UCV.....	79
	Autorización de la versión final del trabajo de investigación	80
	Reporte de turnitin	81

Índice de Tablas

Tabla 1. Determinación de potencias Sistema Motriz.....	20
Tabla 2. Especificaciones técnicas Bomba de pistones axiales A10VSO.....	22
Tabla 3. Cargas Externas de equipamiento en Banco de Pruebas Hidráulico.....	27
Tabla 4. Cargas de equipamiento de Bomba y Motor Hidráulico.....	34
Tabla 5. Cargas de equipamiento en Soporte de Bomba a probar.....	36
Tabla 6. Cargas Externas de equipamiento MCI.....	39
Tabla 7. Resumen de presupuesto de componentes estructurales del banco.....	42
Tabla 8. Resumen costos de equipamiento y mano de obra.....	42
Tabla 9. Resumen de Presupuesto Total.....	43
Tabla 10. Resumen de Ingresos.....	44
Tabla 11. Resumen de Egresos.....	44
Tabla 12. Evaluación Económica del Proyecto.....	45

Índice de Figuras

Figura 1. Banco de Pruebas para Bombas.	5
Figura 2. Bomba de Caudal Variable.	7
Figura 3. Geometría de la Estructura del Banco de Pruebas.	21
Figura 4. Válvulas limitadoras seleccionadas de mando pilotado RPIC.	24
Figura 5. Válvulas Estranguladora de Caudal NFED.	24
Figura 6. Válvula Reguladora de Presión Diferencial LPJC.	25
Figura 7. Conector hidráulico con unión bridada seleccionada SAE J518.	25
Figura 8. Diagrama de Adaptador seleccionado del tipo JIC.	26
Figura 9. Diagrama de Diseño del Soporte de Bomba de Transmisión Hidráulica.	26
Figura 10. Diagrama de Diseño del Soporte de Bombas de prueba.	27
Figura 11. Diagrama del Diseño Estructural del Banco de Pruebas Hidráulico.	28
Figura 12. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga G-H.	31
Figura 13. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga E-F.	33
Figura 14. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga O-P.	36
Figura 15. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga Q-R.	38
Figura 16. Especificaciones Técnicas del Manómetro Seleccionado.	41

RESUMEN

En la empresa “Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L.” existe la ausencia de un tipo de banco de pruebas característico para este tipo de bombas, el cual ponga a prueba su particular mecanismo de funcionamiento para de esta forma obtener valores de parámetros de funcionamiento más exactos, haciendo más eficaz y rápido la confiabilidad de los mismos. Teniendo como problema principal ¿Con el Diseño de un Banco de Pruebas Hidráulico se podrá determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.?, y como objetivo general Diseñar un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. – Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L., para lo cual al determinar los parámetros de diseño se tiene que el banco de pruebas tendrá que soportar un desplazamiento límite de 150 cc/Rev. la potencia de diseño del sistema motriz para el banco de pruebas será como mínimo de 90kW, la eficiencia de trabajo total es del 0.81, teniendo para esto una eficiencia volumétrica y una eficiencia hidromecánica de 0.9, al realizar el cálculo de elementos de transmisión hidrostática se evidencia que el banco de pruebas para una bomba con desplazamiento de 150 cc/Rev. a una eficiencia del 0.81 trabajara a un caudal de 297 L/min, un Torque de 742.72 N.m y una Potencia real de trabajo de 190.12 kW, el diseño tendrá 2 limitadores de presión, un regulador de caudal con una presión máxima a 300 bar, teniendo para ello un costo de investigación cuenta con un presupuesto que asciende a las suma de **S/. 273100.00 (Doscientos Setenta y Tres Mil Cien con 00/100 soles)**, esta correspondiente a los costos de fabricación de soportes estructurales del banco de pruebas hidráulico y costos de equipamiento y mano de obra de instalación para el banco de pruebas hidráulico, según los indicadores económicos este proyecto cuenta con un VAN de 27412.99 y un TIR del 13.36% teniendo como indicativo que es rentable y viable.

Palabras Claves: Banco de Pruebas, Bombas de Agua, Pruebas Hidráulicas, Parámetros de Funcionamiento.

ABSTRACT

In the company "Quispe Transportes y Servicios Generales SRL" there is the absence of a type of test bench characteristic for this type of pumps, which tests its particular operating mechanism to obtain more accurate operating parameter values, making their reliability more efficient and faster. Having as main problem With the Design of a Hydraulic Test Bench it will be possible to determine the operating parameters of variable flow pump up to 150 cc / rev ?, and as a general objective Design a hydraulic test bench to determine the operating parameters of variable flow pump up to 150 cc / rev - Empresa Quispe transportes y servicios servicios SRL, for which when determining the design parameters, the test bench will have to withstand a limit displacement of 150 cc / Rev, the design power of the driving system for the test bench will be at least 90kW, the total working efficiency is 0.81, having for this a volumetric efficiency and a hydromechanical efficiency of 0.9, when calculating hydrostatic transmission elements it is evidenced that the bank of tests for a pump with displacement of 150 cc / Rev at an efficiency of 0.81 will work at a flow of 297 L / min, a Torque of 742.72 Nm and a real Working Power of 190.12 kW, the design will have 2 pressure limiters, a flow regulator with a maximum pressure of 300 bar, having a research cost with a budget that amounts to the sum of S /. 273100.00 (Two Hundred Seventy Three Thousand One Hundred with 00/100 soles), this corresponds to the manufacturing costs of structural supports of the hydraulic test bench and equipment and installation labor costs for the hydraulic test bench, according to the indicators This project has a NPV of 27412.99 and an IRR of 13.36%, indicating that it is profitable and viable.

Keywords: Test Bench, Water Pumps, Hydraulic Tests, Operating Parameters.

I. INTRODUCCIÓN.

1.1 Realidad Problemática

1.1.1 A nivel Internacional.

Los sucesos que han intentado explicar es la descripción del comportamiento teniendo en cuentas las leyes físicas de diversos sistemas hidraulicos de producción masiva teniendo como principio la calidad del producto brindado para lo cual se manifiesta que la problemática a nivel internacional radica en la cantidad de accidentes ocasionados por el uso de estos elementos hidráulicos como son las bombas de flujo variable sin antes haber sido probadas por sistemas especializados que brindarias asegurará de que la esta funcionará correctamente (RODRIGUEZ, 2015).

La problemática se basa a obtener magnitudes hidráulicas incorrectas que a simple vista demuestren el buen funcionamiento del equipo hidráulico sin embargo en el funcionamiento estos no son correctos debido a que no son contrastados con sistemas especializados que demuestren el buen funcionamineto del sistema antes de instalarlos en campo. La necesidad que se desea cubrir es manipular el banco para realizar pruebas de caracterización de motores y sistemas hidráulicos, a su vez adquirir datos con la instrumentación que se cuenta y guardar datos para su análisis posterior (GARCÍA, 2014).

1.1.2 A nivel Nacional.

Hoy en día los trabajos de mantenimiento no programados de sistemas hidráulicos específicamente de bombas, se optan por realizar pruebas de funcionamiento con parámetros estandarizados garantizando de esta forma el óptimo funcionamiento de la misma después del periodo de reparación.

En esta área estos sistemas son accionados mediante la fuerza dada por un MCI estando construidas y su fin es otorgar un ahorro garantizado y brindar mejor beneficio económico es por lo cual el problema específico es que no existe un equipamiento de esta magnitud que brinde la seguridad de funcionamiento del estos sistemas una vez pasada la reparación de la misma (JARA, 2016).

1.1.3 A nivel Local.

“Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L.” con Ruc N° 20495866719, con domicilio legal en Jr. Francia # 161 – Barrio San José – Cajamarca, empresa dedicada al alquiler de maquinaria pesada para trabajos mineros, trabajos de mantenimiento en general trabajos de mantenimiento, reparación en sistemas hidráulicos, indica que en la ciudad de Cajamarca se ha incrementado el uso de sistemas hidráulicos para trabajos específicos en minería como son las bombas hidráulicas, a tal punto que han incrementado el mantenimiento y reparación de estos sistemas haciendo más urgente esta necesidad, generando grandes demandas de reparaciones y para realizar un buen trabajo de mantenimiento y reparación las empresas dedicadas a realizar este tipo de trabajos no cuentan con sistemas especializados para la verificación del buen funcionamiento del mismo ya que las bombas de caudal variable son inyectadas directamente de la fuerza que ejerce el MCI estando este diseñado para brindar un eficiente trabajo con el menor consumo; de tal forma que en la empresa “Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L.” no se tiene equipamiento para este tipo de elementos hidráulicos para de esta forma obtener valores de parámetros de funcionamiento más exactos, haciendo más eficaz y rápido la confiabilidad de los mismos.

Teniendo conocimiento que existe gran incertidumbre en lo que concierne a los gastos de operación y mantenimiento y teniendo como contratiempo las averías imprevistas por sobrecargas y procesos hidráulicos es por lo que el cierre de esta brecha para mejorar considerablemente los estatutos de la empresa realizando los cálculos y trámites correspondientes para el diseño de este equipamiento especializado.

1.2 Trabajos Previos.

En la tesis denominada “*Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas Hidráulicas de alto Caudal y Presión*”, se recomienda que obtener datos confiables se debe tener en cuenta que las variables a medir en cada sistema hidráulico cuentan con diferente parámetro de funcionamiento y que estando esto estipulado en los manuales de fábrica se debe tener en cuenta la selección del motor para la construcción del sistema de pruebas o banco de pruebas para lo cual se está recomendando que para la selección de los componentes de sus construcción estos deben ser de gran calidad y de esta manera brindar servicios óptimos (AGUILAR, 2016).

Por otro lado en el proyecto *“Montaje de un Banco de Pruebas Didáctico para el Análisis de Válvulas Hidráulicas”* se recomienda que durante la construcción del elemento de pruebas didáctico para la evaluación de válvulas se tuvo el contratiempo de la mala instalación del tablero general o de control y la poca calidad de instrumentos y equipamientos utilizados para su montaje teniendo como consecuencia el funcionamiento no óptimo para lo cual se optó por usar elementos de calidad para de esta manera brindar un desempeño más eficaz en los resultados finales de los trabajos realizados (CORREDOR, 2015).

En su trabajo de tesis denominado *“Implementación de un Banco de Pruebas para Transmisiones, Bombas, Motores, Cilindros y Válvulas Hidráulicas de Maquinaria Pesada Para la Construcción”*, tiene como conclusión que este elemento electromecánico brindará a la empresa una reducción en gastos enormemente ya que anteriormente se brindaba servicios deficientes y en un tiempo no prudente en cambio con la implementación del banco de pruebas se entregarán elementos de buen funcionamiento haciendo estos más confiables, para lo cual se sostiene que el banco de pruebas para pruebas hidráulicas es un equipo de gran importancia ya que los componentes evaluados y reparados saldrán con un alto nivel de confiabilidad. (DE LEON, 2015).

Por otro lado dentro del trabajo de tesis llamado *“Construcción de un Banco Hidráulico para Comprobar Accesorios y Componentes Hidráulicos con Alta y Baja Presión”*, se sostiene como justificación del proyecto que estos tipos de sistemas necesitan una correcta evaluación dentro de sus mantenimientos ya que están diseñados para brindar un desempeño eficiente no obstante estos elementos deben pasar por un sistema de prueba de funcionamiento ya que se estaría brindando la seguridad que estos funcionarán manteniendo sus parámetros en óptimas condiciones, el equipamiento que implementará para dar estos parámetros de óptimo funcionamiento debe tener un sistema complejo ya que estos componentes hidráulicos son complejos tanto en su construcción y en su funcionamiento ya estos elementos electromecánicos son muy escasos (ALVAREZ, 2014).

En la tesis de grado *“Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas Hidráulico para Cilindros de Doble Efecto con Presión Hasta 3000 PSI”*, se tiene como conclusiones y recomendaciones que genera de manera satisfactoria las condiciones de trabajo para lo que fue diseñado, como son la presión y el caudal que se requieren para realizar las respectivas pruebas a los cilindros. Además, el sensor de presión electrónico nos permite apreciar la presión en el instante mismo de la prueba, para lo cual este proyecto demandó la revisión de conceptos básicos de hidráulica, especialmente la parte que tiene que ver con fluidos, bombas, etc. Por otra parte, la inclusión a lo que se refiere un enlace H.M.I (Interface Humano Máquina), se realizó una investigación, para poder implementar un sensor electrónico, así fortaleciendo los conocimientos recibidos en clases (PAREDES, 2015).

Mientras tanto en el informe de ingeniería *“Diseño de un Banco de Pruebas Hidráulico para Bombas con Sensor de Carga”*, concluye y recomienda que dentro de los parámetros de funcionamiento de las bombas con sensor de carga es la eficiencia volumétrica ya que este con el óptimo resultado de este parámetro se está garantizando el buen funcionamiento del mismo. Para lo cual dentro del banco se recomienda que la mejor selección para el sistema motriz sería un motor de combustión interna. La puesta en marcha de este equipamiento necesita de personal preparado o capacitado en el funcionamiento tanto del equipo a evaluar como del sistema evaluador asegurando de esta manera el servicio de calidad brindado (JARA, 2016).

1.3 Teorías Relacionadas al tema.

1.3.1 Banco de Pruebas Hidráulica

Es un conjunto de mecanismos que se utiliza para realizar pruebas de parámetros en la estas bombas trabajen óptimamente permitiendo saber si estos valores que son muy variables estén trabajo eficientemente dentro de sus valores estándares indicando de esa manera el buen estado del equipamiento registrado y evaluado (JARA, 2016).

(JARA, 2016, p. 17)



Figura 1. Banco de Pruebas para Bombas.

Es un sistema que brinda la facilidad de evaluar elementos hidráulicos a un costo mínimo teniendo como principio de funcionamiento la evaluación de sistemas hidráulicos de distintas gamas y garantizando que los parámetros de funcionamiento obtenidos son los óptimos (DE LEON, 2015).

El instrumento de prueba tiene una superficie donde se experimenta, verifica y certifica de manera rigurosa y transparente el funcionamiento de cualquier elemento o máquina que emplee oleo hidráulica obteniendo parámetros funcionamiento (TITO, 2018).

1.3.2 Componentes del equipo hidráulico de pruebas.

Las partes principales del banco de pruebas hidráulica son:

1.3.2.1 Sistema Principal

Está conformado por equipamientos de filtros, sistemas de enfriamiento derivados del mismo suministro de agua del sistema, el aceite es suministrado directamente del tanque principal y este es utilizado para probar el equipamiento hidráulico (DE LEON, 2015).

1.3.2.2 Plataforma de Mando

Compuesto por equipamiento mecánico y electromecánico como son control de velocidad, medidores de presión, medidores de caudal (DE LEON, 2015).

Válvulas

Las válvulas tienen la misión de actuar como unidades de control, es decir, de regular otros dos elementos fundamentales en todo mando oleo hidráulico como son la presión y el caudal. Se clasifican en (PAREDES, 2015):

Válvulas Reguladoras de caudal

Las válvulas reguladoras de caudal, también llamadas válvulas limitadoras de caudal, regulan a un caudal fijo, independientemente de la fluctuación de las presiones de trabajo y caudales de inicio. Previene por ejemplo el funcionamiento de bombas a un rendimiento demasiado elevado o regula el rendimiento de todos los sistemas e instalaciones. La válvula reguladora de caudal está formada por un cuerpo, con los dos orificios de unión y un taladro calibrado no regulable por lo que estas válvulas deben producir una resistencia hidráulica. Si se produce presión delante de esta resistencia hidráulica el caudal se dividirá y una parte del caudal de la bomba fluirá por la válvula y la otra por el estrechamiento constante con lo cual el volumen se reducirá en esta parte de tubería. Como consecuencia, el fluido entra con una presión que al pasar por el estrechamiento constante produce un rozamiento actuando igual que una resistencia (PAREDES, 2015).

Válvulas Reguladoras de presión

Las válvulas de control de la presión hay que considerarlas como parte integrante del sistema que actúan bajo la influencia de la presión o bajo el efecto de las modificaciones de esta presión. Por consiguiente, desempeñan diferentes cometidos tales como el limitar la presión máxima del sistema o regular la reducción de la presión en ciertas partes del circuito. Su funcionamiento está basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte, teniendo la mayoría infinidad de posiciones, queriendo decir con esto que las válvulas pueden tomar varias posiciones pudiendo ser éstas completamente cerradas o completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y la diferencia de presión (PAREDES, 2015).

Manómetros

Los manómetros son componentes oleo hidráulica encargados de indicar la presión de los puntos del circuito donde se hallan instalados, aunque en un circuito pueden instalarse varios manómetros, siempre es adecuado colocar uno en la salida del conducto de la central hidráulica y lo más cerca posible de la válvula de seguridad.

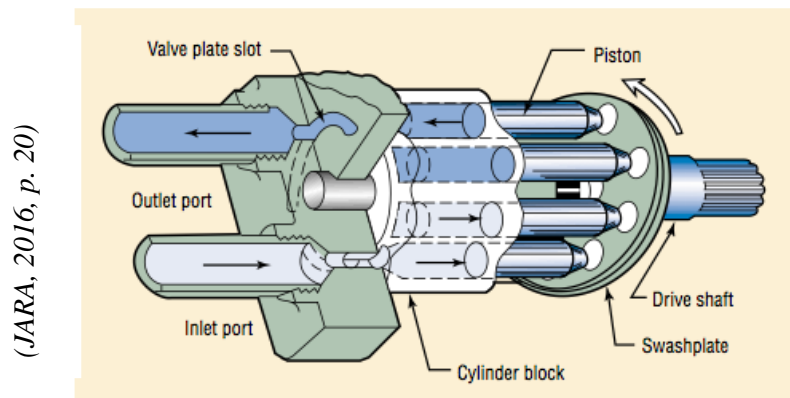
Al elegir un manómetro debe procurarse que la escala del mismo supere la presión máxima posible que pueda darse en el circuito con el fin de proteger la aguja indicadora, como mínimo debe superar la escala del 30% de dicha presión máxima e incluso llegar a duplicarla (PAREDES, 2015).

1.3.2.3 Sistema de trabajo con drenaje de aceite

Equipado por equipos de descarga, elementos hidroestacionarios, equipamiento de absorción, soportes metálicos utilizados para colocar el equipo a evaluar con su respectivo depósito de aceite (DE LEON, 2015).

1.3.3 Bombas de Caudal Variable

Equipamiento que transforma la energía mecánica derivado del MCI en energía hidráulica, trabaja específicamente con pistones axiales utilizado en presiones variables que fluctúan entre 3000 a 5000 psi (JARA, 2016).



(JARA, 2016, p. 20)

Figura 2. Bomba de Caudal Variable.

1.3.4 Potencia Hidráulica

Esta está en función a la entrega de caudal y a la presión de trabajo de todo el sistema con este parámetro se conoce la cantidad de potencia que la bomba consume al ser esta accionada por el motor de combustión interna (JARA, 2016):

$$P_h [kw] = \frac{p[bar] \cdot Q[L/min]}{600}$$

1.4 Formulación del Problema

¿Con el Diseño de un Banco de Pruebas Hidráulico se podrá determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.?

1.5 Justificación del Estudio.

1.5.1 Técnica.

Al determinar el funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. podremos utilizar los métodos técnicos para su desarrollo sin dejar de lado el detalle del diseño de ingeniería teniendo en cuenta los distintos parámetros de diseño y las diferentes normas técnicas existentes. Un banco de pruebas hidráulico permite tener una nueva perspectiva técnica del trabajo a desarrollar ya que se optimizan distintos procesos hidráulicos evitando posibles fallas que ocasionan distintas paradas no programadas dentro del desarrollo normal del trabajo conllevando a esto pérdidas tanto técnicas como económicas.

1.5.2 Económica

Con este gran aporte que se brindará a las grandes instituciones que brindan estos trabajos estos podrán brindar un mejor servicio a sus clientes y por ende tendrán mejores ingresos ya el servicio se realizará de forma eficiente y segura ya que se reducirían enormemente las paradas de trabajo no programadas esto debido al buen funcionamiento de las bombas de caudal variable atribuidas al buen trabajo.

1.5.3 Social

Socialmente se podrá incrementar puestos de trabajo con un buen clima laboral y social ya que los operadores técnicos contando con este equipo electromecánico se tendría la seguridad y certeza que el elemento evaluado no tendría falla alguna en su funcionamiento, creando una mayor confianza internamente entre los operadores técnicos y los usuarios finales del producto evaluado.

1.5.4 Ambiental

En lo ambiental debido a que con la determinación de los parámetros de funcionamiento de las bombas de caudal variable se tendrá la certeza que este elemento mecánico funcione correctamente dentro de los estándares óptimos de funcionamiento reduciendo considerablemente la intervención del mantenimiento correctivo y por ende disminuirá el desecho de estos elementos mecánicos evitando de esta manera la contaminación ambiental por aglomeración de estos mismos y el

desperdicio de distintos productos químicos con la que estas bombas de caudal variable trabajan en su interior protegiendo de esta manera no solo al medio ambiente sino que también al usuario final de los mismos.

1.6 Hipótesis.

Con el diseño de un banco de pruebas hidráulico podremos determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. para su buen funcionamiento.

1.7 Objetivos.

1.7.1 Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. – Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L.

1.7.2 Objetivos Específicos.

- A.** Determinar los parámetros de trabajo de la bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. en maquinaria pesada utilizada.
- B.** Determinar los parámetros de diseño del banco de pruebas hidráulico de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.
- C.** Dimensionar y Seleccionar los elementos electromecánicos de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.
- D.** Evaluar económicamente el diseño presentado teniendo en cuenta los indicadores económicos VAN y TIR.

II. MÉTODO

2.1 Diseño de Investigación.

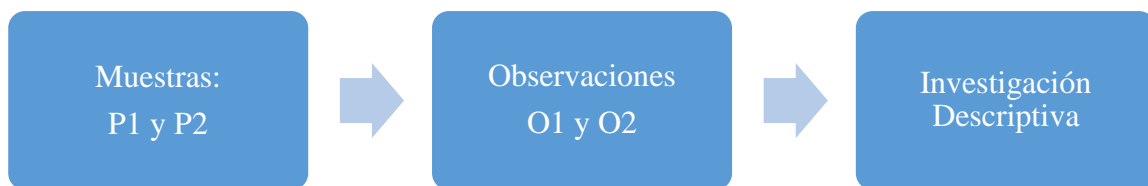
No Experimental

Esto debido a que se tratarán las variables con información recogida directamente de campo utilizando el método de observación directa para esta ser evaluado.

El trabajo de investigación se realizó bajo una intensa búsqueda de información relacionada a un estudio detallado del diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. – Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L.

Descriptiva

Esto debido a que los procedimientos serán descritos a detalle teniendo en cuenta la problemática principal que se tiene.



2.2 Variables, Operacionalización.

2.2.1 Variable Independiente

Diseño de un Banco de pruebas hidráulico.

2.2.2 Variable Dependiente.

Parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.

2.2.3 Operacionalización de las Variables

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Variable Independiente: Diseño de un Banco de pruebas hidráulico	El banco de pruebas hidráulicas es un sistema que permite facilitar a un bajo costo la prueba de componentes hidráulicos como son las Bombas de Caudal variable garantizando un buen funcionamiento del componente hidráulico reparado antes de ser instalado en la máquina (DE LEON, 2015).	Es un sistema electromecánico en la cual se obtiene valores de parametros de funcionamiento más exactos, haciendo más eficaz y rápido la confiabilidad de estos elementos hidraulicos.	Caudal Presión Tensión Frecuencia Potencia	Q P V Hz KW
Variable Dependiente: Parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/rev	Son valores nominales de funcionamiento que se encuentran dentro de un rango de optimo desempeño como presión, caudal, temperatura, potencia, rendimiento, etc., las cuales son comparadas a valores nominales y permite indicar el estado en el que se encuentra el elemento evaluado (TITO, 2018).	Son valores que te indican el nivel de confiabilidad y evolución de funcionamiento del mecanismo hidráulico.	Caudal Presión	Q P

2.3 Población y Muestra.

2.3.1 Población.

Para el presente trabajo de investigación se tiene como población a las bombas de caudal variable hasta 150 cc/Rev. utilizadas en maquinaria pesada dentro de la Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L.

2.3.2 Muestra.

La muestra considera para el presente es las bombas de caudal variable hasta 150 cc/Rev. utilizadas en maquinaria pesada dentro de la Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L.

2.4 Técnica e Instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

2.4.1 Técnicas de recolección de datos.

Se tendrán las siguientes:

Observación:

A través de esta técnica se recolectará información importante para el diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. ya que se observarán el funcionamiento de manómetros, flujómetros, etc. para de esta forma obtener data de presión, caudal y otros parámetros del correcto funcionamiento de la bomba a evaluar como también conocer los diversos problemas que se tienen con respecto al funcionamiento de las bombas de caudal variable.

Revisión documentaria:

Nos dio a conocer distintas vistas del como poder realizar el diseño del banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. teniendo para este la adquisición de nuevos conocimientos con respecto al tema de investigación y parámetros de funcionamiento del manual del fabricante.

2.4.2 Instrumentos de recolección de datos.

Ficha de Observación

Se Utilizó para el registro de información primaria obtenida en campo teniendo en cuenta la realidad en la que se trabaja con respecto al tema de investigación como el funcionamiento de los elementos hidráulicos a evaluar obteniendo de tal forma una data de presión, caudal e información de otros parámetros funcionamiento de la bomba de caudal variable que son de gran aporte para el presente trabajo de investigación.

Ficha de revisión documentaria.

Nos permitió tener un alcance de todos los procedimientos que se tienen que tener en cuenta para el diseño un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. como manuales de elementos estandarizado, información técnica de equipos existentes en el mercado, para su evaluación y posterior selección.

2.4.3 Validez

La validez del presente trabajo radica en que este será revisado por Ingenieros especialistas en el área siendo estos profesionales de Ingeniería Mecánica Eléctrica de amplia trayectoria y experiencia que brinda su conocimiento al desarrollo tecnológico basándose en los parámetros de diseño y normas técnicas establecidas, y por otro lado este será validado a nivel de los instrumentos de recolección de datos por un profesional especialista siendo este ingeniero mecánico o ingeniero mecánico electricista dando de esta manera credibilidad del uso de estos mecanismos para apropiarse de la información de campo también el tema conceptual del desarrollo del presente trabajo de investigación.

2.4.4 Confiabilidad.

Será otorgada por especialistas en el área de diseños de sistemas electromecánicos dando su visto bueno no solo a la parte metodológica del trabajo sino también a la parte de ingeniería del detalle, esto consecuente del uso de los mecanismos utilizados para la adquisición de datos, teniendo para ello la seguridad y garantía que los datos manifestados en el presente trabajo son reales.

2.5 Métodos de Análisis de Datos.

En el presente trabajo de Investigación el análisis de los datos obtenidos en campo como información primaria se analizará utilizando los métodos estadísticos establecidos para tal fin utilizando para este caso la estadística descriptiva teniendo en cuenta la tabulación de datos y la interpretación de los resultados por medio de gráficas estadísticas utilizando el programa Excel y de esta manera se tendrá la certeza y la confiabilidad de los resultados obtenidos y la confiabilidad de que el diseño un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. estará regido bajo norma técnica y parámetros de diseño vigentes.

2.6 Aspectos Éticos.

Mi persona como autor se compromete a respetar la confiabilidad de la procedencia de datos como fuente primaria dados por los involucrados en dicha investigación, se respetará los derechos de autor es por la cual en la presente la información obtenida se está referenciando la información teniendo en cuenta los autores principales de las investigaciones tomadas para concretar dicho proyecto denominado “Diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. – Empresa Quispe transportes y servicios generales S.R.L.”, por otro lado se da fe de la veracidad de los resultados obtenidos en el presente trabajo.

III. RESULTADOS.

3.1 Determinar los parámetros de trabajo de la bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev. en maquinaria pesada utilizada.

BOMBAS DE CAUDAL VARIABLE EN CARGADOR FRONTAL CATERPILLAR 950H

Utiliza en su sistema hidráulico bombas de caudal variable accionadas por motor de combustión interna CAT C7 ACERT con una potencia de 147 kW, específicamente en su sistema de dirección y sistema de implementos, la cual cuenta con los siguientes parámetros de trabajo:

Bomba de Caudal Variable en Sistema de Dirección

- *Desplazamiento = 110 cc/rev*
- *Ajuste de compensación de Presión = 206 bar*
- *Ajuste de compensación de Flujo = 21 bar*

Sabiendo que el motor de combustión interna CAT C7 ACERT con una potencia de 147 kW cuenta con 2450 rpm, se calcula lo siguiente:

- **Hallando el Caudal de Salida:**

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = V_g \left[\frac{cc}{rev} \right] \times N \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Siendo:

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = \text{Caudal de Salida}$$

$$V_g \left[\frac{cc}{rev} \right] = \text{Desplazamiento}$$

$$N \left[\frac{rev}{min} \right] = \text{Número de Revoluciones de MCI}$$

$$Q = 110 \frac{cc}{rev} \times 2450 \frac{rev}{min}$$

$$Q = 269500.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min}$$

$$Q = 269500.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min} \times \frac{1L}{1000cc}$$

$$Q = 269.5 \frac{L}{min}$$

➤ **Hallando Potencia Hidráulica Estimada de la Bomba:**

$$Ph (kW) = \frac{P (bar) \times Q (L/min)}{600}$$

Siendo:

Ph = Potencia Hidráulica de Bomba en kW

P = Ajuste de Compensadora de Presión en bar

Q = Caudal de Salida de la Bomba en L/min

$$Ph = \frac{206 (bar) \times 269.5 (L/min)}{600}$$

$$Ph = 92.53 kW$$

Bomba de Caudal Variable en Sistema de Implementos

- *Desplazamiento = 110 cc/rev*
- *Ajuste de compensación de Presión = 240 bar*
- *Ajuste de compensación de Flujo = 21 bar*

Sabiendo que el motor de combustión interna CAT C7 ACERT con una potencia de 147 kW cuenta con 2450 rpm, se calcula lo siguiente:

➤ **Hallando el Caudal de Salida:**

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = V_g \left[\frac{cc}{rev} \right] \times N \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Tenemos:

$$Q = 110 \frac{cc}{rev} \times 2450 \frac{rev}{min}$$

$$Q = 269500.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min}$$

$$Q = 269500.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min} \times \frac{1L}{1000cc}$$

$$Q = 269.5 \frac{L}{min}$$

➤ **Hallando Potencia Hidráulica Estimada de la Bomba:**

$$Ph (kW) = \frac{P (bar) \times Q (L/min)}{600}$$

$$Ph = \frac{240 (bar) \times 269.5 (L/min)}{600}$$

$$Ph = 107.8 kW$$

BOMBAS DE CAUDAL VARIABLE EN TRACTOR CATERPILLAR D8T

Utiliza bombas de caudal variable accionadas por motor de combustión interna CAT C15 ACERT con una potencia de 231 kW, 1725 rpm específicamente en su sistema de implementos, la cual cuenta con los siguientes parámetros de trabajo:

Bomba de Caudal Variable en Sistema de Implementos

- *Desplazamiento* = 131 cc/rev
- *Ajuste de compensación de Presión* = 240 bar
- *Ajuste de compensación de Flujo* = 21 bar

- **Hallando el Caudal de Salida:**

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = V_g \left[\frac{cc}{rev} \right] \times N \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Tenemos:

$$Q = 131 \frac{cc}{rev} \times 1725 \frac{rev}{min}$$

$$Q = 225975.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min}$$

$$Q = 225975.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min} \times \frac{1L}{1000cc}$$

$$Q = 225.97 \frac{L}{min}$$

- **Hallando Potencia Hidráulica Estimada de la Bomba:**

$$Ph (kW) = \frac{P (bar) \times Q (L/min)}{600}$$

$$Ph = \frac{240 (bar) \times 225.97 (L/min)}{600}$$

$$P_h = 90.39 \text{ kW}$$

Caudal de Salida y Potencia Hidráulica de Bomba de Caudal Variable de 150 cc/Rev.

Según las especificaciones técnicas de Catálogo pistones axiales se tiene lo siguiente:

- *Desplazamiento = 150 cc/rev*
- *Ajuste de compensación de Presión = 280 bar*
- *Ajuste de compensación de Flujo = 100 bar*
- *Número de Revoluciones = 2200 rpm*

➤ **Hallando el Caudal de Salida:**

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = V_g \left[\frac{cc}{rev} \right] \times N \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Tenemos:

$$Q = 150 \frac{cc}{rev} \times 2200 \frac{rev}{min}$$

$$Q = 330000.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min}$$

$$Q = 330000.00 \frac{cc}{rev} \times \frac{rev}{min} \times \frac{1L}{1000cc}$$

$$Q = 330.00 \frac{L}{min}$$

➤ **Hallando Potencia Hidráulica Estimada de la Bomba:**

$$P_h (kW) = \frac{P (bar) \times Q (L/min)}{600}$$

$$P_h = \frac{280 (bar) \times 330.00 (L/min)}{600}$$

$$Ph = 154.00 \text{ kW}$$

3.2 Determinar los parámetros de diseño del banco de pruebas hidráulico de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.

a) Desplazamiento de la Bomba

Se determina que el desplazamiento de bomba a probar tendrá como valor límite un desplazamiento de 150 cc/Rev.

b) Potencia del Sistema Motriz

De los cálculos de parámetros de funcionamiento realizados anteriormente a la maquinaria pesada usada en trabajos diversos como son movimientos de tierra, se tuvo en cuenta los estimados de la Potencia Hidráulica de las bombas de Caudal Variable para lo cual se tiene:

Tabla 1. Determinación de potencias Sistema Motriz

Maquinaria Pesada	Potencia Hidráulica de Bomba de Caudal Variable		Potencia de Diseño del Sistema Motriz
	Sistema de Dirección	Sistema de Implementos	Para Banco de Pruebas
Cargador Frontal 950H	$Ph = 92.53 \text{ kW}$	$Ph = 107.8 \text{ kW}$	Como Mínimo $P = 90 \text{ kW}$
Tractor D8T	No Aplica	$Ph = 90.39 \text{ kW}$	

Fuente: Propia

Se determina que la potencia del sistema motriz este deberá ser como mínimo:

$$\text{Potencia del Sistema Motriz} = 90 \text{ kW}$$

c) Sujeción de Equipos Hidráulicos del Banco de Pruebas

Los equipos de transmisión de potencia MCI – Bomba como también el Motor Hidráulico y Bomba deberán estar alineados, para lo cual el soporte será de plancha de acero de 3/4” de espesor sujetas en 4 partes de forma atornillada.

d) Eficiencia de las Bombas a ser analizadas en el banco de pruebas

Debido a que las bombas de caudal variable no son nuevas en los cálculos para dimensionamiento se tienen los valores reales de eficiencia teniendo en cuenta que para este cálculo se tendrán la eficiencia volumétrica y la eficiencia hidromecánica teniendo como referencia que estas oscilan entre un 90% y 95% específicamente para este trabajo de investigación será al 90%.

$$\text{Eficiencia Total} = \text{Eficiencia Volumétrica} \times \text{Eficiencia Hidromecánica}$$

$$n_t = n_v \times n_{hm}$$

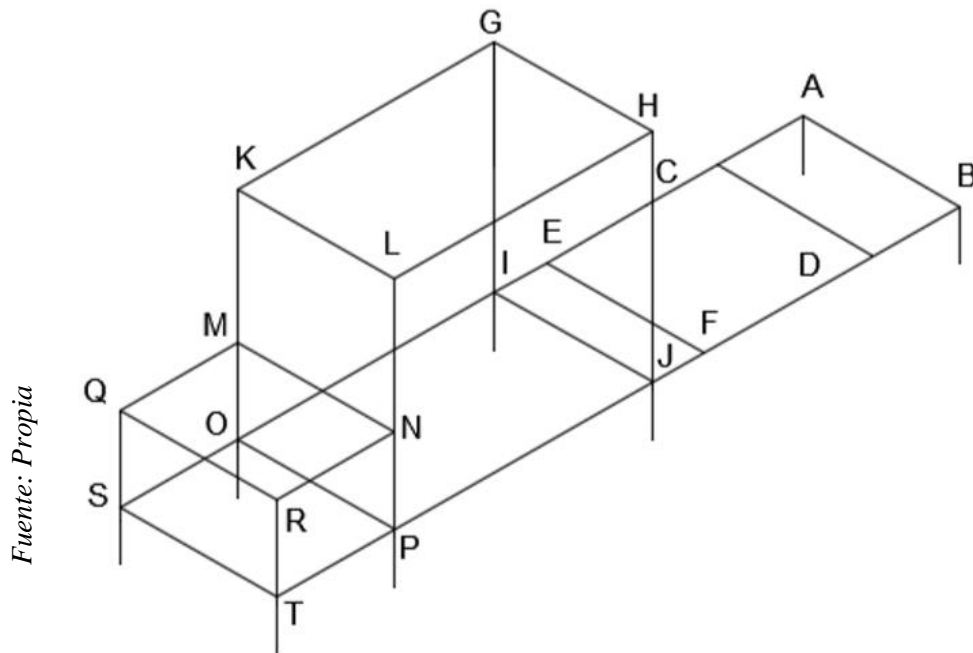
$$n_t = 0.9 \times 0.9$$

$$n_t = 0.81$$

Este valor de eficiencia será utilizado para calcular y dimensionar los elementos hidráulicos con los valores de trabajo real de estos elementos.

e) Geometría de la Estructura del Banco de Pruebas

- Las vigas serán perfiles de forma de “L” de 75x75x8.
- El soporte del motor serán perfiles rectangulares de 90x90x8



Fuente: Propia

Figura 3. Geometría de la Estructura del Banco de Pruebas.

3.3 Dimensionar y Seleccionar los elementos electromecánicos de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 cc/Rev.

a) Elementos de Transmisión Hidrostática

Según las especificaciones técnicas de Catálogo pistones axiales se tiene lo siguiente:

Tabla 2. Especificaciones técnicas Bomba de pistones axiales A10VSO

<i>Displacement, geometric (per revolution)</i>	150 cc/rev
<i>Power at Δp</i>	280 bar
<i>Maximum speed at V_{gmax}</i>	2200 rpm

Fuente: Catalogo Bombas A10VSO marca Bosch Rexroth

Para el cálculo de los valores reales como son caudal, potencia y torque se tendrá en cuenta lo siguiente:

$$Eficiencia\ Total = Eficiencia\ Volumétrica \times Eficiencia\ Hidromecánica$$

$$n_t = n_v \times n_{hm}$$

$$n_t = 0.9 \times 0.9$$

$$n_t = 0.81$$

➤ **Hallando Caudal Real**

$$q_v = \frac{V_g \times N \times n_v}{1000}$$

$$q_v = \frac{150 \times 2200 \times 0.9}{1000}$$

$$q_v = 297 \text{ l/min}$$

➤ **Hallando Torque**

$$T = \frac{V_g \times \Delta p}{20 \times \pi \times n_{hm}}$$

$$T = \frac{150 \times 280}{20 \times \pi \times 0.9}$$

$$T = 742.72 \text{ N.m}$$

➤ **Hallando Potencia Real de Trabajo**

En tal sentido la potencia necesaria del elemento hidráulico será:

$$P = \frac{\frac{q_v}{n_v} \times \Delta p}{600 \times n_t}$$

Donde la eficiencia total:

$$n_t = 0.81$$

Entonces tenemos:

$$P = \frac{330 \times 280}{600 \times 0.81}$$

$$P = 190.12 \text{ kW}$$

b) Componentes Hidráulicos

Limitadores de Presión:

El presente sistema cuenta con 2 limitadores de presión una es la que proporcionará la carga y el limitador de presión 2 es la que tendrá la función de aliviar el mecanismo ante excesos de presión.

Para la selección de estos elementos se tuvo en cuenta lo siguiente:

Resorte limitadora de carga = 0 – 280 bar

Resorte limitadora del sistema = 300 bar

Caudal $\geq 330 \text{ l/min}$

Presión Máxima $\geq 300 \text{ bar}$

En tal sentido se selecciona la válvula de modelo RPIC de marca SUN HYDRAULICS, teniendo una presión máxima de 350 bar, ofreciendo un caudal de 378 l/min de caudal.

Fuente: Sun Hydraulics

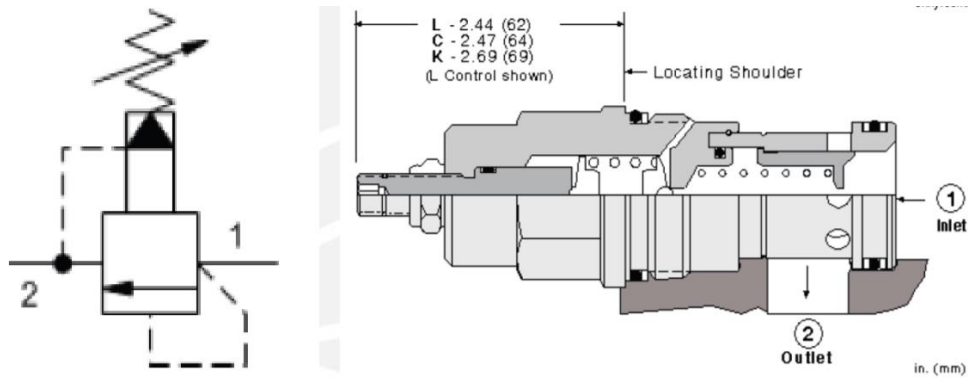


Figura 4. Válvulas limitadoras seleccionadas de mando pilotado RPIC.

Reguladora de caudal:

Se observa que este está conformado por 2 válvulas (1 estrangulador de caudal y 1 regulador de presión), para la selección de estos elementos se tuvo en cuenta los siguientes parámetros:

Resorte regulador de presión diferencial = 2 – 8 bar

Caudal ≥ 330 l/min

Presión Máxima ≥ 300 bar

Para la **VÁLVULA ESTRANGULADORA**, se seleccionó la válvula de modelo NFED siendo esta que soporte una presión máxima de 350 bar y un caudal de 340 l/min.

Fuente: Sun Hydraulics

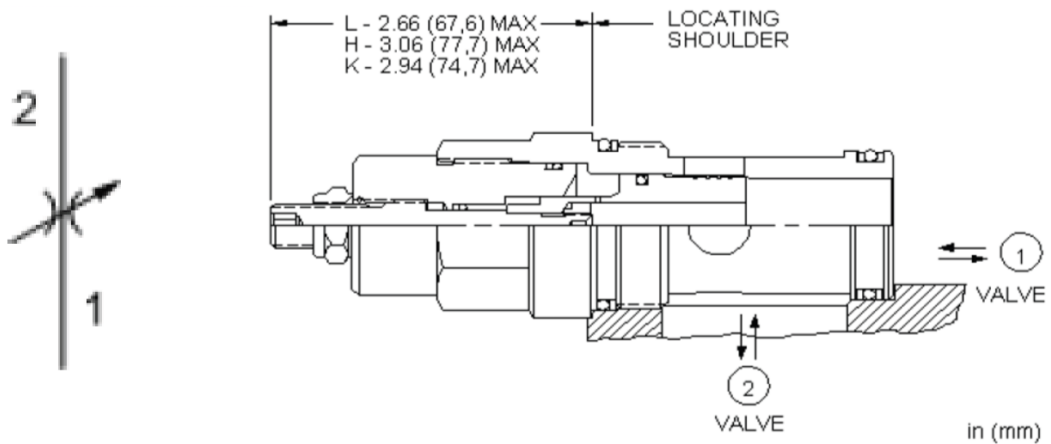


Figura 5. Válvulas Estranguladora de Caudal NFED.

Para la **VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN**, se seleccionó el modelo LPJC ya que esta cumple con las condiciones de trabajo siendo sus especificaciones las siguientes:

- Admite hasta 350 bar de presión.
- Caudal hasta 454 l/min.
- Resorte es de 3.5 bar.

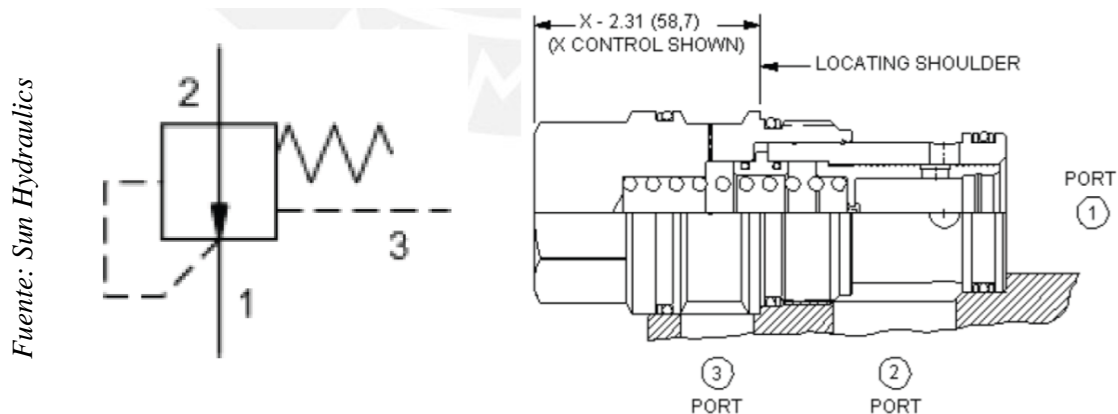


Figura 6. Válvula Reguladora de Presión Diferencial LPJC.

c) Conectores y Adaptadores Hidráulicos

Conectores:

Todos los conectores serán de empalme roscado, sin embargo, los elementos de conexión y desconexión de los elementos hidráulicos como son los motores y las bombas siendo estos conectores principales según norma SAE J518 estos cuentan con sellado del tipo o-ring siendo estos presionados por brida.

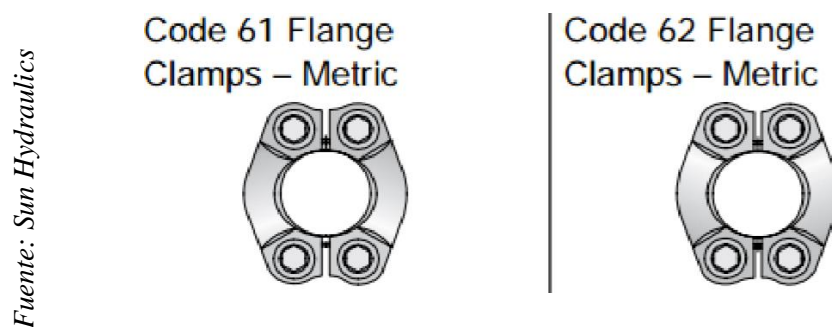


Figura 7. Conector hidráulico con unión bridada seleccionada SAE J518.

Adaptadores:

Los adaptadores seleccionados son los de rosca del tipo JIC ya que estas hermetizan mediante un asiento cónico con un Angulo de 37°.

Fuente: Sun Hydraulics

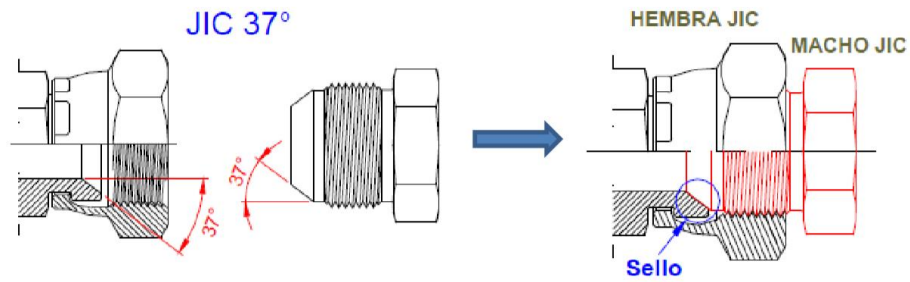


Figura 8. Diagrama de Adaptador seleccionado del tipo JIC.

d) Sujeción de Equipos Hidráulicos

Soporte de Bomba de Transmisión Hidráulica:

El presente soporte está trabajado por acero de $\frac{3}{4}$ " de grosor siendo esta sujeta o atornillada a la estructura principal en 4 puntos según se especifica en los planos respectivos.

Los 4 agujeros para sujeción tendrán un radio de 18 mm, la plancha de acero de $\frac{3}{4}$ " tiene un largo de 980mm y un ancho de 505mm.

En la parte centro de la plancha de acero se tendrán 4 agujeros para sujeción de la bomba de transmisión hidráulica, estos agujeros tendrán un diámetro de 21mm como se detalla a continuación.

Fuente: Propia

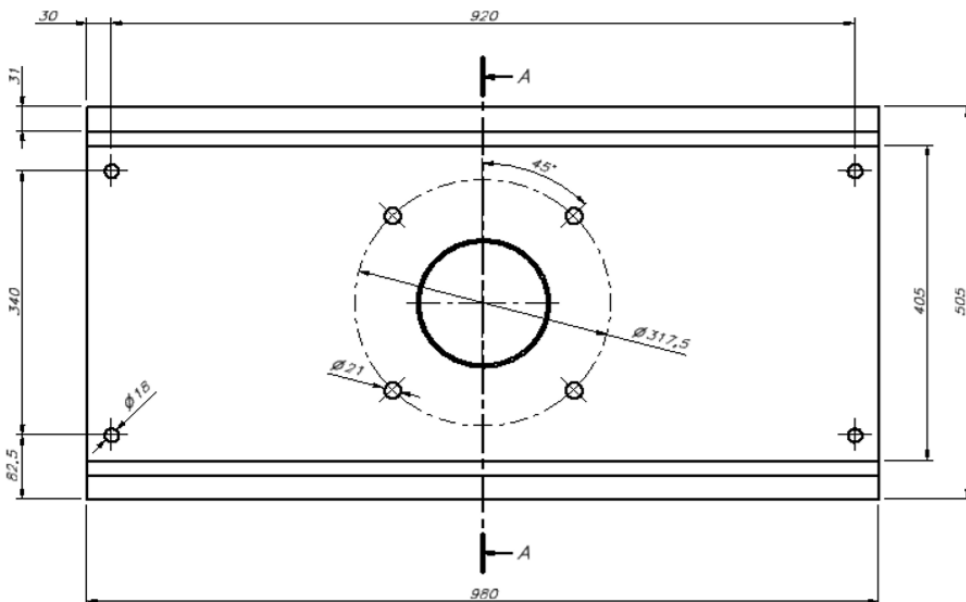


Figura 9. Diagrama de Diseño del Soporte de Bomba de Transmisión Hidráulica.

Soporte de Bomba de Prueba:

Este soporte tiene espesor de $\frac{3}{4}$ " en plancha de acero teniendo una longitud de 475mm y un ancho de 350.1mm, los agujeros de sujeción cuentan con un diámetro de 22mm tal como se detalla a continuación.

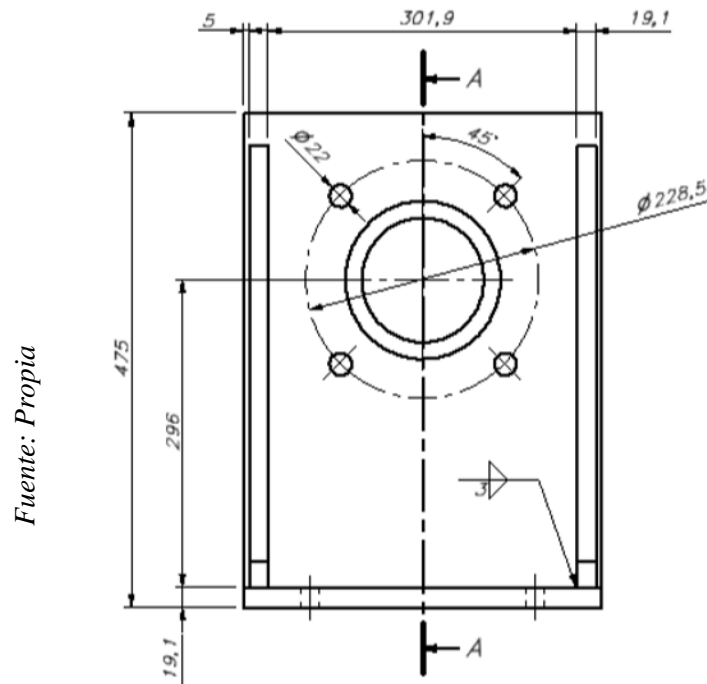


Figura 10. Diagrama de Diseño del Soporte de Bombas de prueba.

e) **Cálculo de Estructura Metálica del Banco de Pruebas hidráulica**

Determinación de fuerzas o Cargas Externas:

En el banco de pruebas del presente trabajo de investigación las fuerzas externas que actúan sobre el soporte estructural son específicamente las cargas o pesos de los diferentes elementos hidráulicos, mecánicos y mesas de trabajo en tal sentido se detallan dichas cargas a continuación:

Tabla 3. Cargas Externas de equipamiento en Banco de Pruebas Hidráulico.

Elemento	Peso en kg	W (N)
Motor de Combustión Interna	850	8500
Intercambiador de Calor del MCI	150	1500
Tanque Hidráulico	739	7390
Bomba de Transmisión Hidrostática	101	1010
Motor de Transmisión Hidrostática	60	600

Bomba de Prueba	73	730
Soporte Bomba Transmisión Hidráulica	90	900
Soporte Motor Transmisión Hidráulica	90	900
Soporte Bomba de Prueba	65	650
Acople MCI – Bomba Hidráulica	25	250
Acople Motor Hidráulico – Bomba Hidráulica	15	150
Mesa de Trabajo	120	1200

Fuente: Propia

Diseño Estructural del banco de Pruebas Hidráulico:

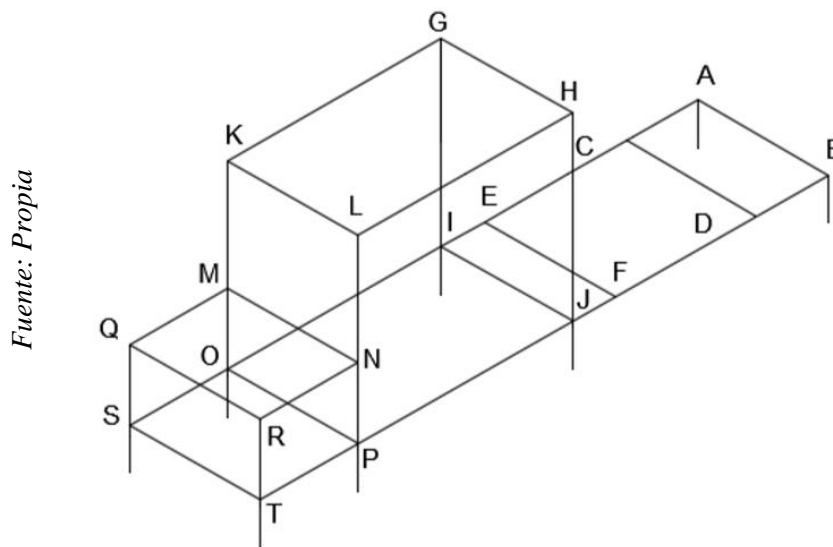


Figura 11. Diagrama del Diseño Estructural del Banco de Pruebas Hidráulico.

Donde:

- Las distancias transversales entre punto y punto son de 932mm.

$$AB = CD = EF = IJ = GH = KL = MN = QR = ST = OP = 932\text{mm}$$

- El motor de combustión interna estará montado en el tramo C, D, E y F, este tramo al igual que el tramo A-S y B-T, cuenta con un perfil en “H” estas vigas estarán soldadas en cada extremo.
- El tanque estará montado en el tramo G, H, K y L, el perfil utilizado son las de perfil en “L” de 75x75x8, estas vigas estarán soldadas en cada extremo.

- El soporte de la bomba y el motor hidráulico de la transmisión hidráulica estará en el tramo O, P, I y J.
- El soporte de las bombas a probar estará montado sobre el tramo Q, R, M y N.

Análisis de Vigas (Soporte Tanque Hidráulico, Motor de Combustión Interna, Bomba y Motor Hidráulico):

Viga G-H y K-L (Soporte para el Tanque Hidráulico):

Este tramo de vigas son las que soportarán al tanque hidráulico teniendo este un peso equivalente a 7390 N, entonces tenemos.

$$F = \frac{W_T}{2}$$

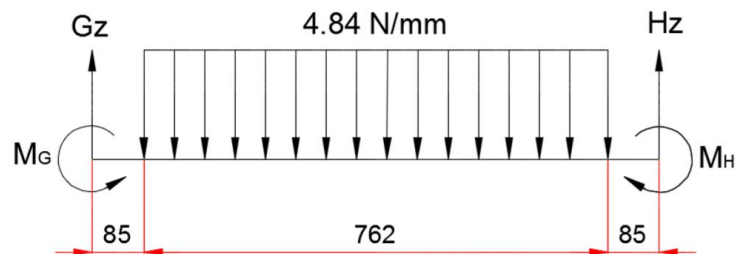
$$F = \frac{7390 \text{ N}}{2} = 3695 \text{ N}$$

Hallando la carga distribuida:

$$q_T = \frac{3695 \text{ N}}{762 \text{ mm}}$$

$$q_T = 4.84 \text{ N/mm}$$

Realizando el Diagrama de Cuerpo Libre en el tramo G – H:



DCL Viga GH

Hallando G_Z y H_Z :

$$\sum F_Z = 0$$

$$G_Z + H_Z = 3695 \text{ N}$$

$$\text{como : } G_Z = H_Z$$

$$G_Z = 1847.5 \text{ N}$$

$$H_Z = 1847.5 \text{ N}$$

Hallando M_G y M_H

$$\sum M_G = 0$$

$$M_G - 3695 \times \left(\frac{932}{2}\right) + H_Z \times 932 + M_H = 0$$

$$M_G - 1721870.00 + 1847.5 \times 932 + M_H = 0$$

$$M_G - 1721870.00 + 1721870.00 + M_H = 0$$

$$M_G = -M_H$$

Entonces:

$$M_G = \frac{q_T \times b}{24 \times L_{GH}} \times [3 \times (L_{GH}^2) - (b^2)]$$

$$M_G = \frac{4.84 \times 762}{24 \times 932} \times [3 \times (932^2) - (762^2)]$$

$$M_G = 333923.59 \text{ N.mm}$$

$$\therefore M_G = -M_H = 333923.59 \text{ N.mm}$$

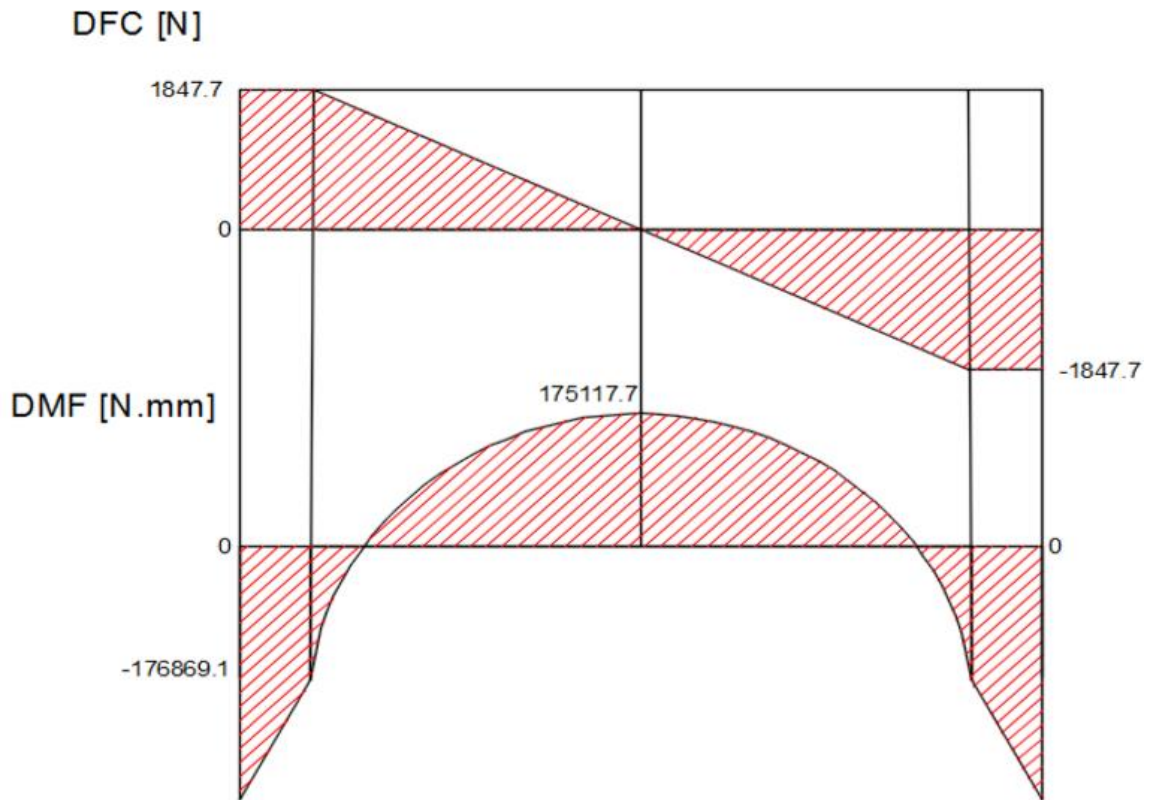


Figura 12. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga G-H.

Viga C-D y E-F (Soporte para el Motor de Combustión Interna):

El MCI estará montado en el tramo C, D, E y F, cuenta con un perfil en “H” estas vigas estarán soldadas en cada extremo.

Este tramo de vigas aguanta el peso del MCI, teniendo este un peso equivalente a 8500 N, entonces tenemos.

$$F = \frac{W_T}{2}$$

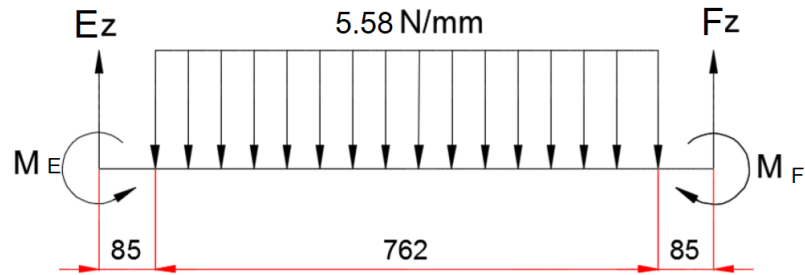
$$F = \frac{8500 \text{ N}}{2} = 4250 \text{ N}$$

Hallando la carga distribuida:

$$q_T = \frac{4250 \text{ N}}{762 \text{ mm}}$$

$$q_T = 5.58 \text{ N/mm}$$

Realizando el Diagrama de Cuerpo Libre en el tramo E – F:



DCL Viga E-F

Hallando E_z y F_z :

$$\sum F_z = 0$$

$$E_z + F_z = 4250 \text{ N}$$

$$\text{como : } E_z = F_z$$

$$E_z = 2125 \text{ N}$$

$$F_z = 2125 \text{ N}$$

Hallando M_E y M_F

$$\sum M_E = 0$$

$$M_E - 4250 \times \left(\frac{932}{2}\right) + F_z \times 932 + M_F = 0$$

$$M_E - 1980500.00 + 2125 \times 932 + M_F = 0$$

$$M_E - 1980500.00 + 1980500.00 + M_F = 0$$

$$M_E = -M_F$$

Entonces:

$$M_E = \frac{q_T \times b}{24 \times L_{EF}} \times [3 \times (L_{EF}^2) - (b^2)]$$

$$M_E = \frac{5.58 \times 762}{24 \times 932} \times [3 \times (932^2) - (762^2)]$$

$$M_E = \frac{4251.96}{22368.00} \times [3 \times (868624.00) - (580644.00)]$$

$$M_E = 384978.03 \text{ N.mm}$$

$$\therefore M_E = -M_F = 384978.03 \text{ N.mm}$$

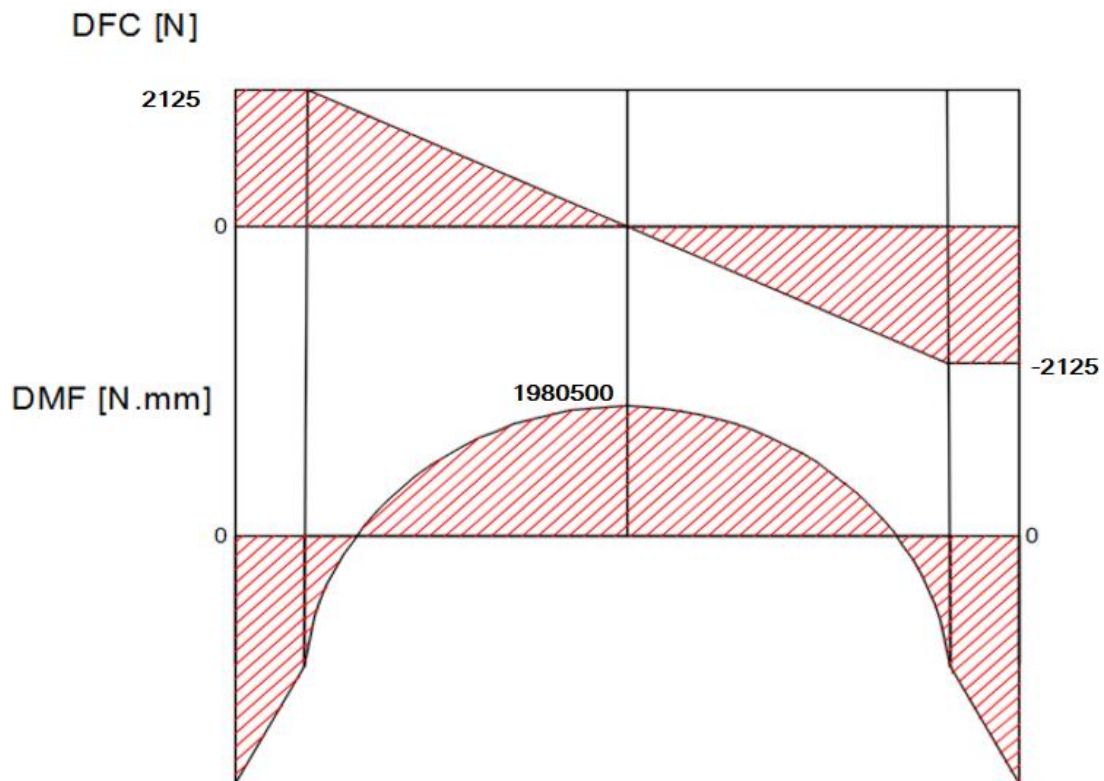


Figura 13. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga E-F.

Viga O-P y I-J (Soporte para la Bomba y Motor Hidráulico):

El soporte de la bomba y el motor hidráulico de la transmisión hidráulica estará en el tramo O, P, I y J.

Este tramo de vigas que soportan a la Bomba Hidráulica y el Motor Hidráulico tendrán que soportar un peso equivalente a 3410 N, entonces tenemos

Tabla 4. Cargas de equipamiento de Bomba y Motor Hidráulico.

Elemento	Peso en kg	W (N)
Bomba de Transmisión Hidráulica	100.98	1009.8
Motor de Transmisión Hidráulica	59.96	599.6
Soporte Bomba Transmisión Hidráulica	89.99	899.9
Soporte Motor Transmisión Hidráulica	89.99	899.9
Total	341	3410

Fuente: Propia

Teniendo un peso equivalente a 3410 N, analizaremos el tramo O-P = I-J, entonces tenemos:

$$F = \frac{W_T}{2}$$

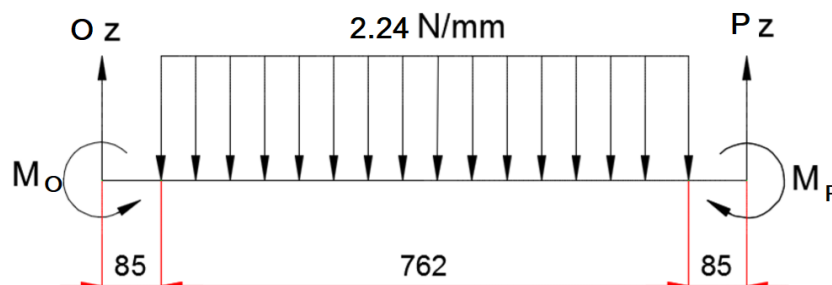
$$F = \frac{3410 \text{ N}}{2} = 1705 \text{ N}$$

Hallando la carga distribuida:

$$q_T = \frac{1705 \text{ N}}{762 \text{ mm}}$$

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

Realizando el Diagrama de Cuerpo Libre en el tramo O – P:



DCL Viga O-P

Hallando O_z y P_z :

$$\sum F_z = 0$$

$$O_z + P_z = 1705 \text{ N}$$

$$\text{como : } O_z = P_z$$

$$O_z = 852.5 \text{ N}$$

$$P_z = 852.5 \text{ N}$$

Hallando M_O y M_P

$$\sum M_O = 0$$

$$M_O - 1705 \times \left(\frac{932}{2}\right) + P_z \times 932 + M_P = 0$$

$$M_O - 794530.00 + 852.5 \times 932 + M_P = 0$$

$$M_O - 794530.00 + 794530.00 + M_P = 0$$

$$M_O = -M_P$$

Entonces:

$$M_O = \frac{q_T \times b}{24 \times L_{OP}} \times [3 \times (L_{OP}^2) - (b^2)]$$

$$M_O = \frac{2.24 \times 762}{24 \times 932} \times [3 \times (932^2) - (762^2)]$$

$$M_O = \frac{1706.88}{22368.00} \times [3 \times (868624.00) - (580644.00)]$$

$$M_O = 154543.15 \text{ N.mm}$$

$$\therefore M_O = -M_P = 154543.15 \text{ N.mm}$$

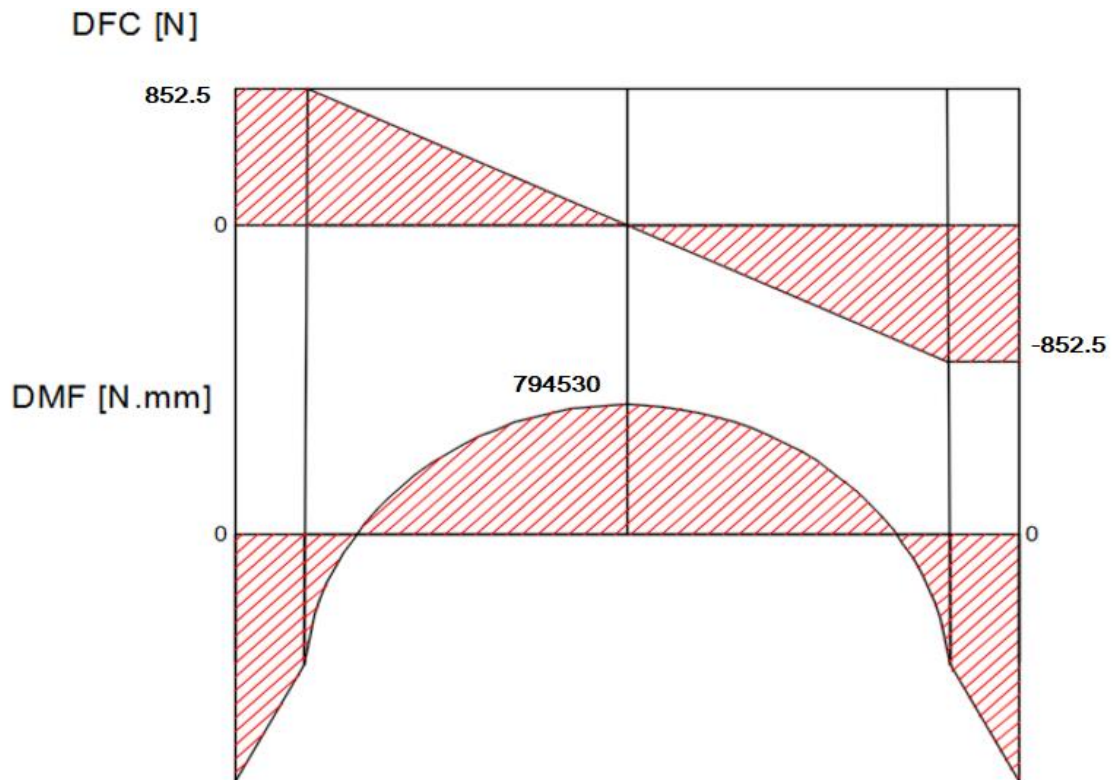


Figura 14. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga O-P.

Viga Q-R y M-N (Soporte para las Bombas a probar):

El soporte de las bombas a probar estará montado sobre el tramo Q, R, M y N.

Tabla 5. Cargas de equipamiento en Soporte de Bomba a probar.

Elemento	Peso en kg	W (N)
Bomba de Prueba	73	730
Soporte Bomba de Prueba	65	650
Mesa de Trabajo	120	1200
Total	258	2580

Fuente: Propia

Teniendo un peso total equivalente a 2580 N, analizaremos el tramo Q-R = M-N, entonces tenemos:

$$F = \frac{W_T}{2}$$

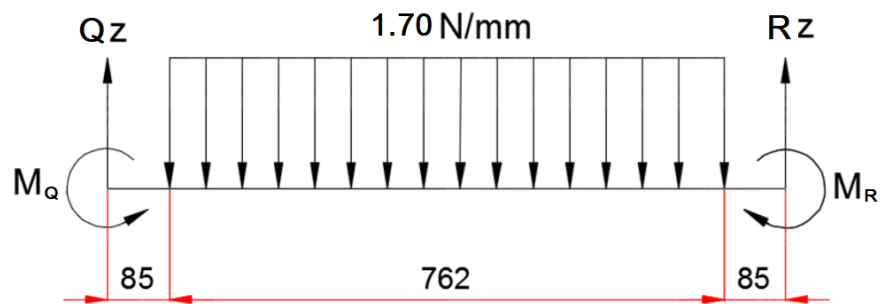
$$F = \frac{2580 \text{ N}}{2} = 1290 \text{ N}$$

Hallando la carga distribuida:

$$q_T = \frac{1290 \text{ N}}{762 \text{ mm}}$$

$$q_T = 1.70 \text{ N/mm}$$

Realizando el Diagrama de Cuerpo Libre en el tramo Q – R:



DCL Viga Q-R

Hallando Qz y Rz:

$$\sum F_Z = 0$$

$$Q_Z + R_Z = 1290 \text{ N}$$

$$\text{como : } Q_Z = R_Z$$

$$Q_Z = 645 \text{ N}$$

$$R_Z = 645 \text{ N}$$

Hallando M_Q y M_R

$$\sum M_Q = 0$$

$$M_Q - 1290 \times \left(\frac{932}{2}\right) + R_Z \times 932 + M_R = 0$$

$$M_Q - 601140.00 + 645 \times 932 + M_R = 0$$

$$M_Q - 601140.00 + 601140.00 + M_R = 0$$

$$M_Q = -M_R$$

Entonces:

$$M_Q = \frac{q_T \times b}{24 \times L_{QR}} \times [3 \times (L_{QR}^2) - (b^2)]$$

$$M_Q = \frac{1.70 \times 762}{24 \times 932} \times [3 \times (932^2) - (762^2)]$$

$$M_Q = \frac{1295.4}{22368.00} \times [3 \times (868624.00) - (580644.00)]$$

$$M_Q = 117287.22 \text{ N.mm}$$

$$\therefore M_Q = -M_R = 117287.22 \text{ N.mm}$$

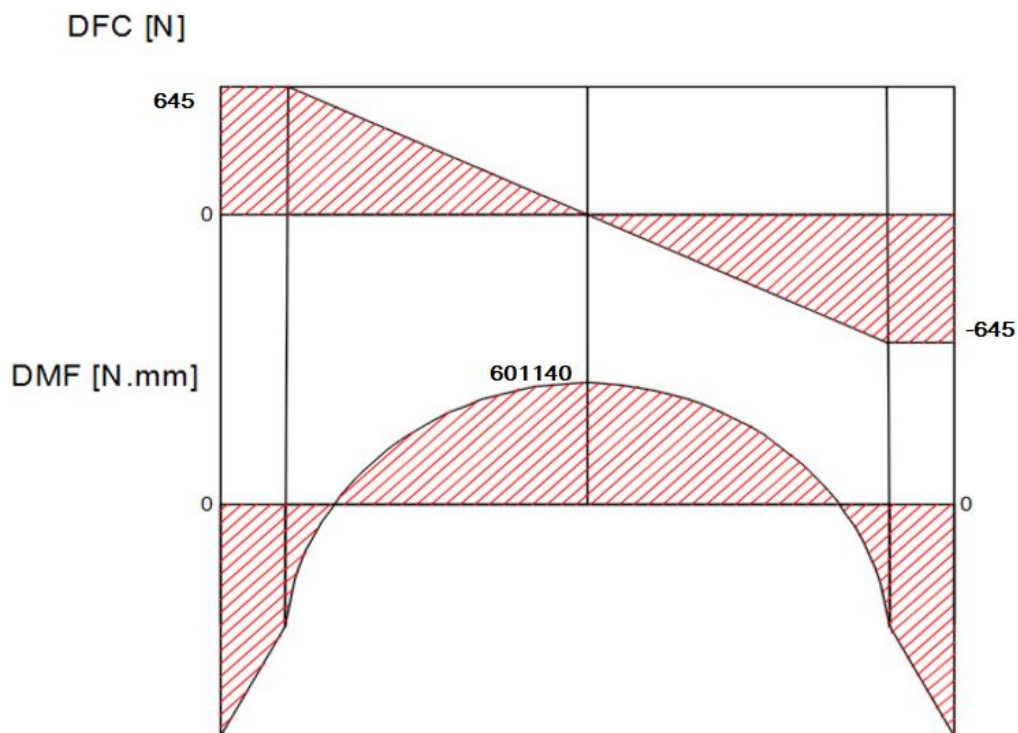


Figura 15. Diagrama de Corte y Momento Flector Viga Q-R.

f) Análisis de Vibraciones

De acuerdo a la especificación técnica y manual de instalación de fabricante se seleccionó el soporte flexible SIM 300 HARDNESS B, para lo cual tenemos:

Tabla 6. Cargas Externas de equipamiento MCI.

Elemento	Peso en kg	W (N)
Motor de Combustión Interna	849.99	8499.9

Fuente: propia

$$F = \frac{W_{MCI}}{4}$$
$$F = \frac{8500}{4} = 2125 \text{ N}$$

Teniendo una deformación:

$$\Delta x = 2.75 \text{ mm}$$

Entonces:

$$F = k \cdot \Delta x$$

$$2125 \text{ N} = k (2.75 \text{ mm})$$

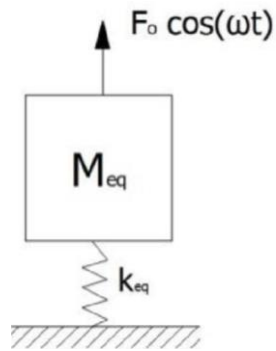
$$k = 772.72 \text{ N/mm}$$

Siendo un total de 4 resortes en paralelo se calcula un k equivalente:

$$k_{eq} = k + k + k + k = 3090.88 \text{ N/mm}$$

$$k_{eq} = 3090880 \text{ N/m}$$

El peso del MCI vendría hacer el peso total de todo el equipamiento, en tal sentido se tiene un diagrama ya especificado siendo este.



$$M_{eq} = 850 \text{ Kg}$$

Hallando Frecuencia de Trabajo

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k_{eq}}{M_{eq}}}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{3090880}{850}}$$

$$f_n = 9.597 \text{ Hz}$$

$$\omega_n = 9.597 \times 60$$

$$\omega_n = 575.82 \text{ rpm}$$

Se deduce que se tiene una velocidad de giro de 2200 dando a entender que este mecanismo no tendrá ningún problema para ejercer su función sin temor a exista resonancia en el mecanismo total

$$\omega_n = 575.82 \text{ rpm} < \omega = 2200 \text{ rpm}$$

Para lo cual en la curva de resonancia se obtiene:

$$z = \frac{\omega}{\omega_n}$$

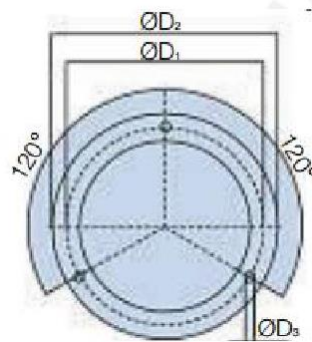
$$z = \frac{2200}{575.82} = 3.8$$

Para aplicaciones prácticas, el catálogo de fabricante de estos soportes flexibles nos recomienda un valor de entre 3-5 para z, con lo cual se tendrían eliminadas de un 88-96% de las fuerzas de interferencia

g) Selección de Manómetros

Este elemento se seleccionó de acuerdo a las presiones en la que vamos a trabajar siendo este hasta 350 bar el modelo seleccionado es de la marca PARKER, la cual pueden ser instaladas por medio de 3 elementos de sujeción de modelo M12 y la rosca del elemento de toma de presión del modelo G1/4.

Fuente: Catálogo PARKER



Dimensions (mm)

D1	D2	D3
75	85	3.6

Part number	Supersedes	Pressure range	Connector type
PGF0631600	PGF.0631.600	0-600 bar	G $\frac{1}{4}$ Panel Flange

Figura 16. Especificaciones Técnicas del Manómetro Seleccionado.

3.4 Evaluar económicamente el diseño presentado teniendo en cuenta los indicadores económicos VAN y TIR.

PRESUPUESTO

Los costos de fabricación de soportes estructurales del banco de pruebas hidráulico son:

Tabla 7. Resumen de presupuesto de componentes estructurales del banco.

Componente	Precio S/.
Estructura del Banco de Pruebas	10784
Soporte de Bomba de Transmisión Hidráulica	2022
Soporte de motor de Transmisión Hidráulica	2022
Soporte de Bomba de Prueba (71 cc/Rev. – 100 cc/Rev. – 150 cc/Rev.)	2359
Panel de Instrumentación	1685
Reservorio de Aceite	3033
Total	21905

Los costos de equipamiento y mano de obra de instalación para el banco de pruebas hidráulico son:

Tabla 8. Resumen costos de equipamiento y mano de obra.

Componente	Precio Unitario	Cantidad	Precio S/.
Motor Diésel, modelo BFM1015, marca DEUTZ	175420	1	175420
Bomba Hidráulica de Caudal Variable, modelo AA4VG180HWD1/3, marca BOSCH REXROTH	39755	1	39755
Motor Hidráulico de Caudal Variable, modelo A6VM140HD1/63WVZB010, marca BOSCH REXROTH	24830	1	24830
Tanque Hidráulico de 150 galones, marca HFP HYDRAULIC	3490	1	3490

Manómetro 0 – 600 bar, modelo PGF0631600, marca PARKER	150	5	750
Rotámetros flowmeter de 0 – 360 L/min, modelo FM26432312, marca PARKER	800	3	2400
Limitadores de Presión, modelo RPIC, marca SUNHYDRAULIC	575	2	1150
Válvula de presión diferencial, modelo LPJC, marca SUNHYDRAULIC	1015	1	1015
Válvula Reguladora de Caudal, modelo NFED, marca SUNHYDRAULIC	385	1	385
Mano de Obra para Instalación	2000	1	2000
Total			251195

PRESUPUESTO TOTAL

Tabla 9. Resumen de Presupuesto Total

Componente	Precio S/.
costos de fabricación de soportes estructurales del banco de pruebas hidráulico	21905
costos de equipamiento y mano de obra de instalación para el banco de pruebas hidráulico	251195
Presupuesto Total	273100

El presente proyecto tiene un costo total que asciende a la suma de **S/. 273100.00 (Doscientos Setenta y Tres Mil Cien con 00/100 soles).**

EVALUACIÓN ECONÓMICA

Teniendo como costo de proyecto que asciende a **Doscientos Setenta y Tres Mil Cien con 00/100 soles**, se analizó económicamente el presente proyecto teniendo en cuenta los ingresos y los egresos actuales en los trabajos realizados con respecto al tema de investigación.

INGRESOS:

Tabla 10. Resumen de Ingresos.

Cantidad Bombas por evaluar por mes	Costo U.	Costo por mes	Costo por Año
15	S/. 450.00	S/. 6750.00	S/. 81,000.00

Fuente: Propia

EGRESOS:

Tabla 11. Resumen de Egresos.

Descripción	Costo por mes	Costo por Año
Gastos Operario	S/. 600.00	S/. 7,200.00
Operación y Mantenimiento	S/. 300.00	S/. 3,600.00
Otros Gastos	S/. 100.00	S/. 1,200.00

Fuente: Propia.

Tabla 12. Evaluación Económica del Proyecto.

EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO							
AÑOS	0	1	2	3	4	5	6
INGRESOS	Inversión (Costo de Proyecto)	Ingresos Trabajos realizados	Ingresos Trabajos realizados	Ingresos Trabajos realizados	Ingresos Trabajos realizados	Ingresos Trabajos realizados	Ingresos Trabajos realizados
Ingresos	273100.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00
Otros		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total Ingresos	273100.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00	81000.00
EGRESOS							
Gastos de Operarios		-7200.00	-7200.00	-7200.00	-7200.00	-7200.00	-7200.00
Operación y mantenimiento		-3600.00	-3600.00	-3600.00	-3600.00	-3600.00	-3600.00
Otros Gastos		-1200.00	-1200.00	-1200.00	-1200.00	-1200.00	-1200.00
Total Egresos	0.00	-12000.00	-12000.00	-12000.00	-12000.00	-12000.00	-12000.00
INGRESO NETO	-273100.00	69000.00	69000.00	69000.00	69000.00	69000.00	69000.00

VAN S/	27,412.99
TIR	13.36%
TASA DE DESCUENTO	10%

Se evidencia un VAN positivo igual a S/. 27,412.99 con un TIR del 13.36%, mayor que la tasa de descuento en tal sentido el proyecto es aceptable

IV. DISCUSIÓN.

En el trabajo *“Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas Hidráulicas de alto Caudal y Presión”*, se recomienda que obtener datos confiables se debe tener en cuenta que las variables a medir en cada sistema hidráulico cuentan con diferente parámetro de funcionamiento y que estando esto estipulado en los manuales de fábrica se debe tener en cuenta la selección del motor para la construcción del sistema de pruebas o banco de pruebas para lo cual se está recomendando que para la selección de los componentes de sus construcción estos deben ser de gran calidad y de esta manera brindar servicios óptimos (AGUILAR, 2016), para lo cual se está de acuerdo con lo investigado ya que el elemento mecánico principal para poder diseñar el banco de pruebas es la selección del motor de combustión interna y para la selección del resto de elementos electromecánicos se tiene en cuenta productos de catálogo teniendo para eso un diseño de calidad la cual funcionará de forma óptima y confiable.

En su trabajo de tesis (DE LEON, 2015) *“Implementación de un Banco de Pruebas para Transmisiones, Bombas, Motores, Cilindros y Válvulas Hidráulicas de Maquinaria Pesada Para la Construcción”*, tiene como conclusión que este elemento electromecánico brindará a la empresa una reducción en gastos enormemente ya que anteriormente se brindaba servicios deficientes y en un tiempo no prudente en cambio con la implementación del banco de pruebas se entregarán elementos de buen funcionamiento haciendo estos más confiables, para lo cual se sostiene que el banco de pruebas para pruebas hidráulicas es un equipo de gran importancia ya que los componentes evaluados y reparados saldrán con un alto nivel de confiabilidad, para lo cual se da la razón correspondiente ya que con este elemento diseñado se podrá brindar un servicio de calidad a las reparaciones de estas bombas hidráulicas debido a que estas serán probadas evidenciando su óptimo funcionamiento disminuyendo de forma total la posible parada no programa que pueda ocasionar este elemento por fallas posteriores a su reparación o al mantenimiento respectivo.

V. CONCLUSIONES.

La maquinaria pesada que cuenta con estas bombas de caudal variable son: CARGADOR FRONTAL CATERPILLAR 950H, teniendo como parámetro de trabajo un caudal de 269.5 L/min y una potencia hidráulica de 92.53 kW, esto correspondiente al sistema de dirección y en el sistema de implementos la bomba hidráulica cuenta con una potencia hidráulica de 107.8 kW, TRACTOR CATERPILLAR D8T, teniendo como parámetro de trabajo un caudal de 225.97 L/min y una potencia hidráulica de 90.39 kW, esto correspondiente al sistema de implementos.

Al determinar los parámetros de diseño se tiene que el banco de pruebas tendrá que soportar un desplazamiento límite de 150 cc/Rev. la potencia de diseño del sistema motriz para el banco de pruebas será como mínimo de 90kW, la eficiencia de trabajo total es del 0.81, teniendo para esto una eficiencia volumétrica y una eficiencia hidromecánica de 0.9.

Al realizar el cálculo de elementos de transmisión hidrostática se evidencia que el banco de pruebas para una bomba con desplazamiento de 150 cc/Rev. a una eficiencia del 0.81 trabajará a un caudal de 297 L/min, un Torque de 742.72 N.m y una Potencia real de trabajo de 190.12 kW, el diseño tendrá 2 limitadores de presión, un regulador de caudal con una presión máxima a 300 bar.

El presente proyecto de investigación cuenta con un presupuesto que asciende a la suma de **S/. 273100.00 (Doscientos Setenta y Tres Mil Cien con 00/100 soles)**, esta correspondiente a los costos de fabricación de soportes estructurales del banco de pruebas hidráulico y costos de equipamiento y mano de obra de instalación para el banco de pruebas hidráulico, según los indicadores económicos este proyecto cuenta con un VAN de 27412.99 y un TIR del 13.36% teniendo como indicativo que es rentable y viable.

VI. RECOMENDACIONES.

Para el diseño del banco de pruebas hidráulico se recomienda tener en cuenta los cálculos realizados en la determinación de los parámetros de trabajo que son Caudal de Salida y Potencia Hidráulica de la Bomba teniendo en cuenta el desplazamiento, el Ajuste de Compresión de Presión, el Ajuste de Compensación de Flujo y el Número de Revoluciones en revoluciones por minuto.

Tener en cuenta los cálculos realizados para determinar los parámetros de diseño en el presente trabajo de investigación, se recomienda que los equipos de transmisión de potencia MCI – Bomba como también el Motor Hidráulico y Bomba deberán estar alineados, para lo cual el soporte será de plancha de acero de $\frac{3}{4}$ " de espesor sujetas en 4 partes de forma atornillada.

Para la selección del equipamiento del banco de pruebas hidráulica se recomienda que el Motor Diésel sea modelo BFM1015 y marca DEUTZ, la Bomba Hidráulica de Caudal Variable sea del modelo AA4VG180HWD1/3 y marca BOSCH REXROTH, el Motor Hidráulico de Caudal Variable sea modelo A6VM140HD1/63WVZB010 y marca BOSCH REXROTH, los limitadores de presión sean válvula de modelo RPIC de marca SUN HYDRAULICS, teniendo una presión máximo de 350 bar, ofreciendo un caudal de 378 l/min de caudal, la válvula estranguladora sea modelo NFED siendo esta que soporte una presión máxima de 350 bar y un caudal de 340 l/min, la válvula reguladora de presión sea del modelo LPJC que admite hasta 350 bar de presión y un caudal de 454 l/min.

El presente proyecto de investigación cuenta con un VAN de 27412.99 y un TIR del 13.36%, teniendo un periodo de recuperación de 6 años se recomienda la implementación del mismo ya que se evidencia que estos indicadores económicos nos manifiestan que es rentable y viable.

REFERENCIAS

- AGUILAR, Ricardo. 2016.** Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas Hidráulicas de alto Caudal y Presión. Guatemala : s.n., 2016. pág. 242.
- ALVAREZ, Carlos. 2014.** Construcción de un Banco Hidráulico para Comprobar Accesorios y Componentes Hidráulicos con Alta y Baja Presión. Perú : s.n., 2014. pág. 146.
- AQUINO, Aurelio. 2015.** Test benches in the world and their efficiency to the industry. Lima : s.n., 2015. pág. 145.
- ARIAS, Fidias. 2012.** El Proyecto de Investigación - Introducción a la Metodología Científica. 6ta Edición. Caracas - República Bolivariana de Venezuela : Editorial Episteme, C.A., 2012. pág. 143. ISBN: 980 - 07 - 8529 - 9.
- Artículo Científico - Banco de pruebas para el análisis y comportamiento térmico del sistema de frenos de disco y tambor en automóviles. **VACA, José. 2014.** Latacuña - Ecuador : s.n., 2014, pág. 125.
- BARBA, Luis y REYES, Omar. 2012.** Cálculo y Diseño de una Prensa Hidráulica tipo "C" con capacidad de 20 Toneladas. México, Distrito Federal : s.n., 2012. pág. 114.
- BURBANO, Nelson. 2014.** Diseño y Construcción de un Soporte Universal Automatizado para la Reparación de Motores para la Empresa TRACTO DIESEL. Latuncunga - Ecuador : s.n., 2014. pág. 178.
- CAMPOS, Eleuterio. 2016.** Appreciations of statistical data collected by the evaluation of test bench systems in electric motors. Huancayo : s.n., 2016. pág. 134.
- CARDOSO, Miguel. 2018.** Design and Implementation of a Digital Control System with Connection to Data Networks for Measurement of Electrical Parameters. Estados Unidos : s.n., 2018. pág. 236.
- CORNEJO, Erick y TINAJERO, Jorge. 2015.** Diseño y Construcción de un Banco Didáctico para Pruebas de Motores Monofásicos. Universidad Politécnica Salesiana Sede Guayaquil. Guayaquil - Ecuador : s.n., 2015. pág. 214.
- CORREDOR, Julie. 2015.** Montaje de un Banco de Pruebas Didáctico para el Análisis de Válvulas Hidráulicas. Bogota D.C. : s.n., 2015. pág. 112.
- CRUZ, Roberto. 2015.** Diseño de bancos de pruebas para determinar flujos hidráulicos en brazos de retroexcavadoras y Cargadores Frontales. Iquitos : s.n., 2015. pág. 103.

DE LEON, Alexander. 2015. Implementación de un Banco de Pruebas para Transmisiones, Bombas, Motores, Cilindros y Válvulas Hidráulicas de Maquinaria Pesada Para la Construcción. Guatemala : s.n., 2015. pág. 123.

Design of an Automation System for tests of pumps and hydraulic actuators of high flow and pressure controlled and supervised by PLC. **TORRES, Heber. 2015.** Número 2, Lima : s.n., 2015, Vol. volumen I, pág. 45.

Design of Automatic Hydraulic Press for 300 Tons with Bearing Extraction Device and Mobile Table. **Peruano, Revista el. 2014.** Número 1, Lima : s.n., 2014, Vol. volume III, pág. 15.

Design, Implementation and Control for a Test Bank with Centrifugal Pumps in Serial and Parallel Connection. **2018.** 1, Salesiana - Ecuador : s.n., 2018, Vol. 22, pág. 125.

Electrical Apparatus Service Association, Inc. 2016. The effect of repair, rewind on U.S.A engine efficiency : Association of Electrical and Mechanical Trades (AEMT Ltd). Estados Unidos : s.n., 2016. pág. 82. ISBN: 00397289.

FIGUEROA, Jonathan. 2014. Artículo Científico - Acondicionamiento de un banco de pruebas universal para calibración de bombas diesel con actuación electrónica TICS Y VP44. Latacunga - Ecuador : s.n., 2014. pág. 75.

GARCÍA, Mayte. 2014. Diseño y Construcción de un Banco Dinámico de Motores Eléctricos. México DF : s.n., 2014. pág. 125.

GUEVARA, R. y YANEZ, P. 2014. Artículo Científico - Banco para pruebas del sistema de inyección y encendido electrónico del motor GM- Chevrolet Trailblazer 4.2L. Ecuador : s.n., 2014. pág. 114.

HARPER, Gilberto. 2004. ABC de las Máquinas Eléctricas II. Limusa, México D.F. : s.n., 2004. pág. 437.

HERNANDEZ, R, FERNANDEZ, C. & BATISTA, P. 2014. Metodología de la Investigación. México : Editorial Mc Graw Hill, 2014. pág. 497.

HERNANDEZ, Roberto, FERNANDEZ, Carlos y BATISTA, Pilar. 2006. Metodología de la Investigación. 4a Edición. D.F. México : Mc Graw-Hill, 2006. pág. 497. ISBN: 968 - 422 - 931 - 3.

JARA, Alberto. 2014. Design of a Hydraulic Test Bench for Pumps with Load Sensor. Lima : s.n., 2014. pág. 75.

JARA, Eric. 2016. Diseño de un Banco de Pruebas Hidráulico para Bombas con Sensor de Carga. Lima : s.n., 2016. pág. 113.

LEON, A. y QUINTERO, D. 2015. Diseño de un banco de pruebas para un motor de combustión interna no mayor a 120 hp. Bogota : s.n., 2015. pág. 149.

MANTILLA, J. y RONCANSIO, J. 2010. Comparative performance and emission tests of a heavy duty off-highway diesel. Lima : Ingenieria e Investigación, 2010. pág. 7.

PAREDES, Denis. 2015. Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas Hidráulico para Cilindros de Doble Efecto con Presión Hasta 3000 PSI. Quito : s.n., 2015. pág. 228.

Preventive maintenance using a hydraulic test bench in hydraulic pressure systems.

TORRES, Alan. 2016. Trujillo : s.n., 2016, El Ingeniero, Vol. I, pág. 75.

QUINTANA, Renzo. 2014. Design test benches heating systems cajamarca. Cajamarca : s.n., 2014. pág. 75.

QUINTANA, Yessenia. 2015. Use of hydraulic test benches to determine operating parameters. Guatemala : s.n., 2015. pág. 45.

QUISPE, Adolfo. 2014. Calculation and Design of a Hydraulic Press type "C" with capacity of 20 Tons. Lima : s.n., 2014. pág. 92.

RICARDO, Juan. 2015. El banco de ajuste y Banco de pruebas - beneficios y problemática. el ingeniero investigador. Articulos de Ingenieria, 2015, Vol. Volúmen II, Número 4, pág. 7.

RODRIGO, Ernesto. 2014. Análisis comparativo de los resultados de funcionamiento obtenidos en sistemas de banco de pruebas a motores eléctricos. Lima : s.n., 2014. pág. 86.

RODRIGUEZ, Jonathan. 2015. Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Caracterización de Motores Eléctricos Monofásicos. México : s.n., 2015. pág. 122.

SANCHEZ, Carlos. 2015. Design of a Test Bench for High Flow and Pressure Hydraulic Pumps. Guatemala : s.n., 2015. pág. 145.

SANCHEZ, Julio. 2018. Design and construction of a didactic bench for single-phase motor tests. Salesian Polytechnic University Guayaquil Headquarters. Estados unidos : s.n., 2018. pág. 23.

SANDOVAL, Augusto. 2015. Design and Construction of a Test Bench for Characterización of Single Phase Electric Motors. Mexico : s.n., 2015. pág. 147.

Scientific Article of the use of testing tools in hidráulic power systems in mining of Peru.

MANZANARES, Julio. 2014. Lima : s.n., 2014, Vol. II, pág. 47.

TANTAHUATAN, Rocio. 2015. Design of hydraulic benches for testing hydraulic arms in automated systems. Lima : s.n., 2015. pág. 86.

TITO, Jhon. 2018. Diseño de un Sistema de Automatización para pruebas de bombas y actuadores Hidráulicos de alto caudal y presión controlado y supervisado por PLC. Lima - Perú : s.n., 2018. pág. 85.

TORRES, Larry y BAUTISTA, Niels. 2016. Diseño de Prensa Hidráulica Automatica para 300 Toneladas con Dispositivo de Extracción de Rodamientos y Mesa Movil. Bogotá D.C. : s.n., 2016. pág. 243.

VALLARAN, Arebalo. 2014. Hydraulic element test systems and determination of operating parameters in heavy equipment. Lima : s.n., 2014. pág. 51.

VILLANUEVA, A. y HERNANDEZ, G. 2017. Diseño y construcción de un banco de pruebas para las boquillas de inyección de combustibles de los motores PW 100 y PT6. Ciencia y poder Aéreo Revistas Científicas dela Escuela de Postgrado de la Fuerza Aérea Colombia. Tecnología, 2017, Vol. Volumen 2, Número 1, pág. 5.

ANEXOS.

ANEXO 01

		FICHA DE REVISIÓN DOCUMENTARIA								
Tipo de Fuente	Libro	<input type="checkbox"/>	Revista	<input type="checkbox"/>	Manual	<input type="checkbox"/>	Norma	<input type="checkbox"/>	Otro	<input type="checkbox"/>
Nombre de la Fuente										
Nombre del Documento										
Título / Asunto										
Volumen										
Tomo / Legajo										
Folio / Página										
Lugar y Fecha del Doc										
Autor										
Ubicación de la Fuente										
CONTENIDO										

ANEXO 02

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

- Apellidos y Nombres: ADANAQUE SANCHEZ JOSE LUIS
- Profesión: INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
- Grado académico: TITULADO Y COLEGIADO
- Actividad laboral actual: SUPERVISOR DE OBRA ELECTRICAS,
PROYECTISTA DE PROYECTOS ELECTROMECANICOS.


Jose Luis Adanaque Sánchez
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
REG. CIP. 125988

INDICACIONES AL EXPERTO.

En la tabla siguiente, se propone una escala del 1 al 5, que va en orden ascendente del desconocimiento al conocimiento profundo. Marque con una "X" conforme considere su conocimiento sobre el tema de la tesis evaluada.

1 Ninguno	2 Poco	3 Regular	4 Alto X	5 Muy alto
--------------	-----------	--------------	-------------	---------------

1. Sírvase marcar con una "X" las fuentes que considere han influenciado en su conocimiento sobre el tema, en un grado alto, medio o bajo.

FUENTES DE ARGUMENTACIÓN	GRADO DE INFLUENCIA DE CADA UNA DE LAS FUENTES EN SUS CRITERIOS		
	A (ALTO)	M (MEDIO)	B (BAJO)
a) Análisis teóricos realizados. (AT)	X		
b) Experiencia como profesional. (EP)	X		
c) Trabajos estudiados de autores nacionales. (AN)		X	
d) Trabajos estudiados de autores extranjeros. (AE)		X	
e) Conocimientos personales sobre el estado del problema de investigación. (CP)	X		


José Luis Adanaqué Sánchez
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
REG. CIP.125988

Firma del entrevistado

Anexo: Hoja de vida.

Estimado(a) experto(a):

El instrumento de recolección de datos a validar es un Cuestionario, cuyo objetivo (indicar el objetivo de la tesis).

Con el objetivo de corroborar la validación del instrumento de recolección de datos, por favor le pedimos responda a las siguientes interrogantes:

1. ¿Considera pertinente la aplicación de este cuestionario para los fines establecidos en la investigación?

Es pertinente: Poco pertinente: ___ No es pertinente: ___

Por favor, indique las razones:

DEBIDO A QUE EL ANÁLISIS VA DIRIGIDO A PÚBLICO EN GENERAL O BENEFICIARIOS CON POCO CONOCIMIENTO EN EL TEMA DE INVESTIGACIÓN.

2. ¿Considera que el cuestionario formula las preguntas suficientes para los fines establecidos en la investigación?

Son suficientes: Insuficientes: ___

Por favor, indique las razones:

PARA EL TIPO DE ESTUDIO CONSIDERO QUE LO ESTABLECIDO SON SUFICIENTES.

3. ¿Considera que las preguntas están adecuadamente formuladas de manera tal que el entrevistado no tenga dudas en la elección y/o redacción de sus respuestas?

Son adecuadas: Poco adecuadas: ___ Inadecuadas: ___

Por favor, indique las razones:

CONSIDERO QUE LAS PREGUNTAS SE ENCUENTRAN BIEN PLANTEADAS.

4. Califique los ítems según un criterio de precisión y relevancia para el objetivo del instrumento de recolección de datos.


José Luis Añanqué Sánchez
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
REG. CIP. 125988

Ítem	Precisión			Relevancia			Sugerencias
	Muy precisa	Poco precisa	No es precisa	Muy relevante	Poco Relevante	Irrelevante	
1	X			X			
2	X			X			
3	X			X			
4	X			X			

5. ¿Qué sugerencias haría Ud. Para mejorar el instrumento de recolección de datos?
- SE DEBEN REALIZAR PREGUNTAS SENCILLAS PARA EL ENCUESTADO YA QUE DE ESTA FORMA SE TIENE MUCHO MAS RELEVANCIA EN EL PRODUCTO FINAL DE LA INVESTIGACION

Le agradecemos por su colaboración.

Fecha de evaluación:


 José Luis Adanaqué Sánchez
 INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
 REG. CIP. 125988

Firma del Experto

ANEXO 03

PAPER N° 01

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS HIDRÁULICAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO PARA POTENCIAS HASTA 7 kW

RESUMEN

En este artículo se presenta un informe sobre el diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar experimentalmente el comportamiento estático de bombas oleohidráulicas, bajo diferentes condiciones de carga y para potencias hasta 7 kW.

El procedimiento de prueba se basa en la norma ANSI/ (NFPA) T3.9.17 y permite obtener las siguientes características estáticas en función de la velocidad de operación y la presión diferencial a través de la bomba: potencias de entrada y salida, caudal de salida, eficiencia volumétrica y eficiencia global.

PALABRAS CLAVES: Bombas oleohidráulicas, pruebas estáticas.

ABSTRACT

A testing unit for hydraulic pumps was designed and built, in order to determine their steady state performance, under different loading conditions and at maximum of 7 kW.

The testing procedure follows ANSI/ (NFPA) T3.9.17 standard and allows obtain the following steady state characteristics as functions of operating speed and the pressure difference across the pump: power input and power output, output flow, volumetric efficiency and overall efficiency.

KEY WORDS: Hydraulic pumps, steady state performance.

MAURICIO MONROY J.
Ingeniero electrónico. MSc.
Profesor auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira.
mauriciomonroy@utp.edu.co

EDISON HENAO C.
Ingeniero Mecánico. MSc.
Profesor auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira.
edisonhenao@utp.edu.co

MARIO HOYOS MESA
Ingeniero Mecánico M.Sc
Profesor titular
Universidad Tecnológica de Pereira.
marhoyos@utp.edu.co

1. INTRODUCCIÓN

Las bombas usadas en los sistemas oleo hidráulicos son de desplazamiento positivo [3,4,6,7]. De su comportamiento depende en buena parte el funcionamiento de tales sistemas. Cuando la aplicación de la bomba es muy crítica o especializada, el conocimiento de sus características de desempeño es indispensable.

Para conocer el comportamiento de las bombas bajo diferentes condiciones de carga, se proyectó la construcción de un banco de pruebas para potencias hasta 7 kW.

La selección de los componentes, tanto hidráulicos como electrónicos, se hizo de acuerdo con las limitaciones de momento de torsión (30 Nm) y potencia (7 kW) del motor.

Con el fin de obtener los resultados de las pruebas de las bombas oleohidráulicas, en una forma más práctica y sistematizada, se procedió a instrumentar el banco y a convertir las señales eléctricas de los instrumentos, a un formato legible y almacenable por el computador.

2. EQUIPO REQUERIDO

La figura 1 muestra el circuito hidráulico que caracteriza al banco de prueba.

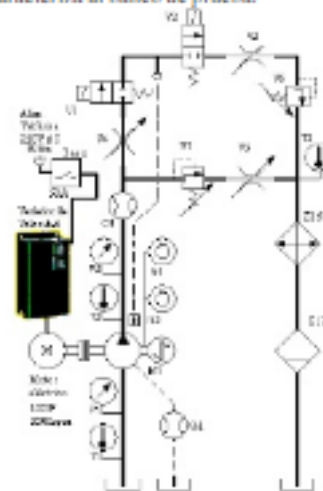


Figura 1. Circuito hidráulico del banco de prueba.

A continuación se identifican los equipos asociados a dicho circuito y que pueden ser vistos en la figura 1.

PAPER N° 02

VIII Congreso Argentino de Tecnología Espacial, Mayo 6-8, 2015, Buenos Aires, Argentina.

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS ESTÁTICO PARA PRUEBA Y CARACTERIZACIÓN DE MOTORES COHETE

Alvarez Rojas, Nelson
nelalvarezro@unal.edu.co
Huerfano Romero, Jervon Leonardo
jlmerfanon@unal.edu.co
Ojeda Ramirez, Oscar Iván
oiojedar@unal.edu.co
Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Ingeniería
Carrera 45 #26-85, tel: +57 3165000
Bogotá - Colombia

RESUMEN

Este documento muestra las distintas etapas de conceptualización, diseño y simulación de un banco de pruebas para motores cohete de combustible sólido, líquido o híbrido que proporcionen un empuje pico de hasta 1000 N, el diseño se enfoca desde los ejes temáticos del diseño mecánico y diseño electrónico para cumplir con los parámetros de diseño estipulados por la directrices del grupo GIDA-UN en el campo de propulsión aeroespacial.

1.- INTRODUCCION

Los bancos de pruebas son máquinas herramientas desarrolladas con la finalidad de comprobar ciertas características de funcionamiento que poseen los distintos prototipos de máquinas que se esté diseñando, en este caso particular se trata del diseño tanto mecánico como electrónico de un banco de pruebas para motores cohetes con un empuje pico de 1000 N de fuerza, dicho proyecto se enmarca en el desarrollo de tecnología primaria necesaria para la incursión en el desarrollo de tecnología aeroespacial del grupo de investigación y desarrollo aeroespacial de la universidad Nacional de Colombia GIDA-UN.

2.- METODOLOGIA

Banco de Pruebas

Un banco de pruebas se define como un máquina herramienta desarrollada con la finalidad de comprobar de manera experimental las distintas variables de funcionamiento de cierto dispositivo, en este caso se describe la metodología de concepción y diseño desde la perspectiva del

diseño mecánico (Diseño estructural el dispositivo) y del diseño electrónico el cual se subdivide en dos grandes partes la primera consiste en el dispositivo receptor de datos y la segunda el procesado, filtrado y presentación de dichos datos de una manera eficiente para su posterior uso en los procesos de diseño de vehículos tipo cohete o en el diseño de misiones experimentales que utilizan a los cohetes como principal medio y vehículo de experimentación.

Los bancos de pruebas son conceptualizados y diseñados en función del tipo de vehículos que vayan a ser probados en este, es decir las diversas agencias espaciales, universidades y empresas que tienen alguna participación en el ámbito aeroespacial más exactamente hablando en el campo de propulsión aeroespacial cuentan con desarrollos de vehículos de ascenso vertical autopropulsado y tiene la necesidad de ponerlos a prueba para verificar que los parámetros de diseño bajo los cuales fueron concebidos se cumplan, es por esta razón que dichas pruebas deben realizarse de manera controlada esto incluye todo el rigor necesario en el campo de física experimental para obtener resultados y protocolos repetibles pero conservando la mayor semejanza con el entorno real de funcionamiento.

PAPER N° 03

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE DESALINEAMIENTO Y DESBALANCEO MECANICO

RESUMEN

En este artículo se describe un banco de pruebas de Laboratorio para el desalineamiento y desbalanceo mecánico de partes rotodinámicas, y presenta los elementos de diseño más importantes del mismo. El banco será construido para el Laboratorio de Mecatrónica de la Escuela de Tecnología Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira.

PALABRAS CLAVES: Banco de pruebas, desalineamiento, desbalanceo.

ABSTRACT

In this article a bank of tests of Laboratory is described for the misalignment and mechanical unbalancing of parts rotordynamics, and presents the design elements but important of the same one. The bank will be built for the Laboratory of Mechatronic of the School of Mechanical Technology of the Technological University of Pereira.

KEYWORDS: bank of tests, misalignment, unbalances.

1. INTRODUCCIÓN

Un problema en las máquinas rotodinámicas causante de una gran cantidad de daños en ellas, es el desalineamiento y desbalanceo mecánico, generadores de la vibración, que a su vez produce problemas en las máquinas como recalentamiento de partes, desgaste y ruptura de piezas, pérdida de eficiencia en el motor, ruido industrial y daños colaterales, entre otros.

La vibración por desalineamiento era muy común confundirla con vibración por desbalanceo. Los estudios que se han desarrollado en este aspecto han encontrado, que el desalineamiento es una de las principales causas de la vibración, esta puede prevenirse con capacitación en la materia, pero hasta que no mejoren los métodos del alineamiento existirá una gran necesidad de su análisis.

La mayoría de las empresas de nuestro medio no tienen normas definitivas en cuanto a lo que se considera un buen alineamiento de la maquinaria, lo que los operarios normalmente hacen es alinear de manera aproximada. Sin embargo las tolerancias del alineamiento deberían depender de factores como la clasificación de equipos, el tamaño, el tipo de acople, el diámetro del acople, la

dinámica, rigidez, vibraciones, deflexión, y revoluciones críticas entre otros.

2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo usando vibraciones mecánicas basa su fuente de potencia en un motor trifásico de corriente alterna asincrónica de jaula de ardilla, por facilidad de montaje, mantenimiento más fácil, y bajo costo. En este proyecto no se necesitará una potencia muy alta en el motor debido a que la aplicación no requiere transmisión de potencia, por este motivo, se selecciona una potencia de 0,37KW (0,5hp) girando a 915 rpm con un torque de 3,86 Nm. Unido al motor habrá un eje al cual se le transmitirá el movimiento; este eje estará unido al motor por medio de un acople flexible el cual será seleccionado posteriormente y también se realizarán los cálculos correspondientes del eje; solidario al eje, se tendrán dos discos que deberán estar completamente balanceados, estos discos llevarán una serie de orificios los cuales

HÉCTOR ÁLVARO GONZÁLEZ

Profesor Asistente M.Sc.
Escuela de Tecnología Mecánica.
Universidad Tecnológica de Pereira
hagonza@utp.edu.co

JHON FABIO CARDONA

Tecnólogo Mecánico
Universidad Tecnológica de Pereira
joncar@utp.edu.co

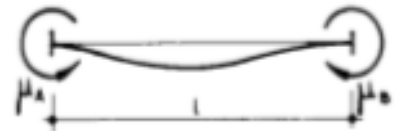
GUSTAVO A. MONROY

Tecnólogo Mecánico
Universidad Tecnológica de Pereira
gusalmon@yahoo.com.mx

ANEXO 04

VIGAS EMPOTRADAS
DISTINTAS HIPÓTESIS DE CARGA

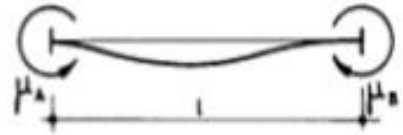
F, q y segmentos, en valor absoluto.



SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
	$\mu_A = \frac{ql^2}{12l} (3l^2 - 4c^2)$ $\mu_B = -\frac{ql^2}{12l} (3l^2 - 4c^2)$	$R_A = ql$ $R_B = ql$	
	$\mu_A = 2qlc \left(\frac{b^2}{l^2} - \frac{c^2}{l^2} + \frac{2b-l}{3} \right)$ $\mu_B = 2qlc \left(\frac{a^2}{l^2} - \frac{c^2}{l^2} + \frac{2a-l}{3} \right)$	$R_A = 2qc \left[1 + \frac{b^2}{l^2} - \frac{c^2}{l^2} + 2 \frac{c}{l} \left(\frac{a^2}{l^2} + \frac{c^2}{l^2} \right) \right]$ $R_B = 2qc \left[1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{c^2}{l^2} + 2 \frac{c}{l} \left(\frac{b^2}{l^2} + \frac{c^2}{l^2} \right) \right]$	
	$\mu_A = \frac{5}{36} ql^2$ $\mu_B = -\frac{5}{36} ql^2$	$R_A = \frac{ql}{2}$ $R_B = \frac{ql}{2}$	
	$\mu_A = \frac{ql^2}{30}$ $\mu_B = -\frac{7ql^2}{20}$	$R_A = \frac{3}{20} ql$ $R_B = \frac{7}{20} ql$	

VIGAS EMPOTRADAS
DISTINTAS HIPÓTESIS DE CARGA

F, q y segmentos, en
valor absoluto.



SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
	$M_A = \frac{q a^3}{30} \left[10 - \frac{a}{l} (15 - 6 \frac{a}{l}) \right]$ $M_B = -\frac{q a^3}{20 l} (5 - 4 \frac{a}{l})$	$R_A = \frac{q a}{20} \left[10 - \frac{a}{l} (15 - 6 \frac{a}{l}) \right]$ $R_B = \frac{q a}{20 l} (15 - 8 \frac{a}{l})$	
	$M_A = \frac{q b^3}{60 l} (5 - 3 \frac{b}{l})$ $M_B = -\frac{q b^3}{60} \left[3 \frac{b}{l} + 10 \frac{a}{l} \right]$	$R_A = \frac{q b^2}{20 l} (5 - 2 \frac{b}{l})$ $R_B = \frac{q b}{20} \left[10 - \frac{b}{l} (5 - 2 \frac{b}{l}) \right]$	
<p>carga parabólica</p>	$M_A = \frac{q l^2}{15}$ $M_B = -\frac{q l^2}{10}$	$R_A = \frac{q l}{3}$ $R_B = \frac{q l}{3}$	
	$M_A = m \frac{b}{l} (2 - 3 \frac{b}{l})$ $M_B = m \frac{a}{l} (2 - 3 \frac{a}{l})$	$R_A = m \frac{6 a b}{l^3}$ $R_B = -m \frac{6 a b}{l^3}$	

ANEXO 05

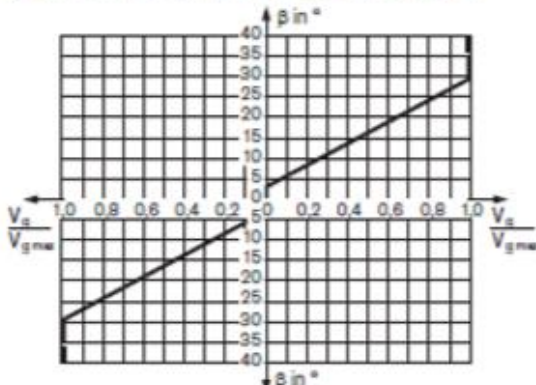
BOMBA DE TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA AA4VG

HW - Hydraulic Control, Mechanical Servo

The flow output of the pump is infinitely varied in the range of 0 to 100%, proportional to the rotation of the control lever between 0° and ±29° from the spring centered zero flow position.

A feedback lever, connected to the stroking piston, maintains the pump flow for any given position of the control lever between 0° and 29°.

If the pump is also equipped with a DA control valve (see page 17), automotive operation is possible for travel drives.



Swivel angle β at the control lever for deflection:

Start of control at $\beta = 3^\circ$

End of control at $\beta = 29^\circ$ (max. displacement $V_{g \max}$)

Mech. stop: sizes 28..71 $\pm 40^\circ$
sizes 90..250 $\pm 35^\circ$

The maximum required torque at the lever is 15 lb-in (170 Ncm). To prevent damage to the HW control module a positive mechanical stop must be provided for the HW control linkage.

Note:

Spring centering enables the pump to move automatically into neutral position ($V_g = 0$) as soon as there is no longer any torque on the control lever of the HW control unit (regardless of deflection angle).

Variation: Neutral position switch, L

The switch contact in the neutral position switch is closed when the control lever on the HW control unit is in its neutral position. The switch opens if the control lever is moved out of neutral in either direction.

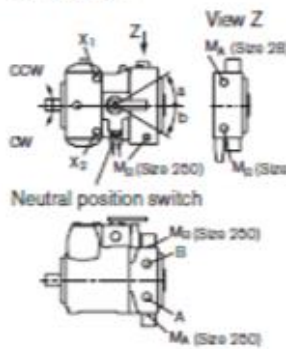
The neutral position switch provides a safety function for drive units that require zero flow under certain operating conditions (e.g. starting diesel engines).

Technical data of neutral position switch

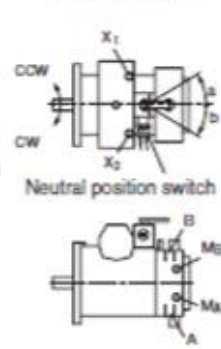
Load capacity	20 A (continuous), without switching operating
Switching capacity	15 A / 32 V (ohm's load) 4 A / 32 V (inductive load)
Connector version	DEUTSCH connector DT04-2P-EP04 (mating connector see page 60)

		Assignment				
		Direction of rotation	Control	Direction of through put flow	Operating pressure	
Direction of rotation	CW	Size	Lever direction	Control pressure	Through put flow	Operating pressure
		28..56	a	X ₂	B to A	M _A
	71..250	b	X ₁	A to B	M _B	
	CCW	28..56	a	X ₂	A to B	M _B
71..250		b	X ₁	B to A	M _A	

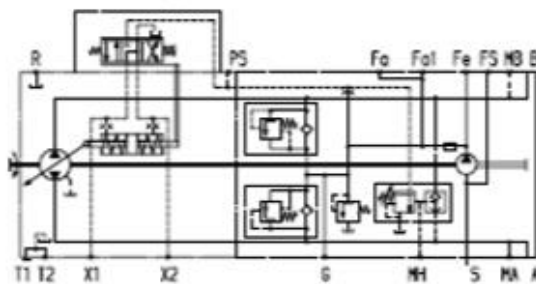
Sizes 28, 250



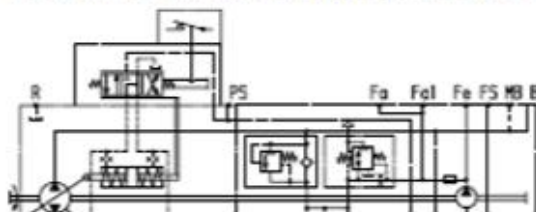
Sizes 40..180



Standard version 1)



Version with DA control valve and neutral position switch 1)



1) Size 28 and 250 without port F_{A1} and F_S

ANEXO 06

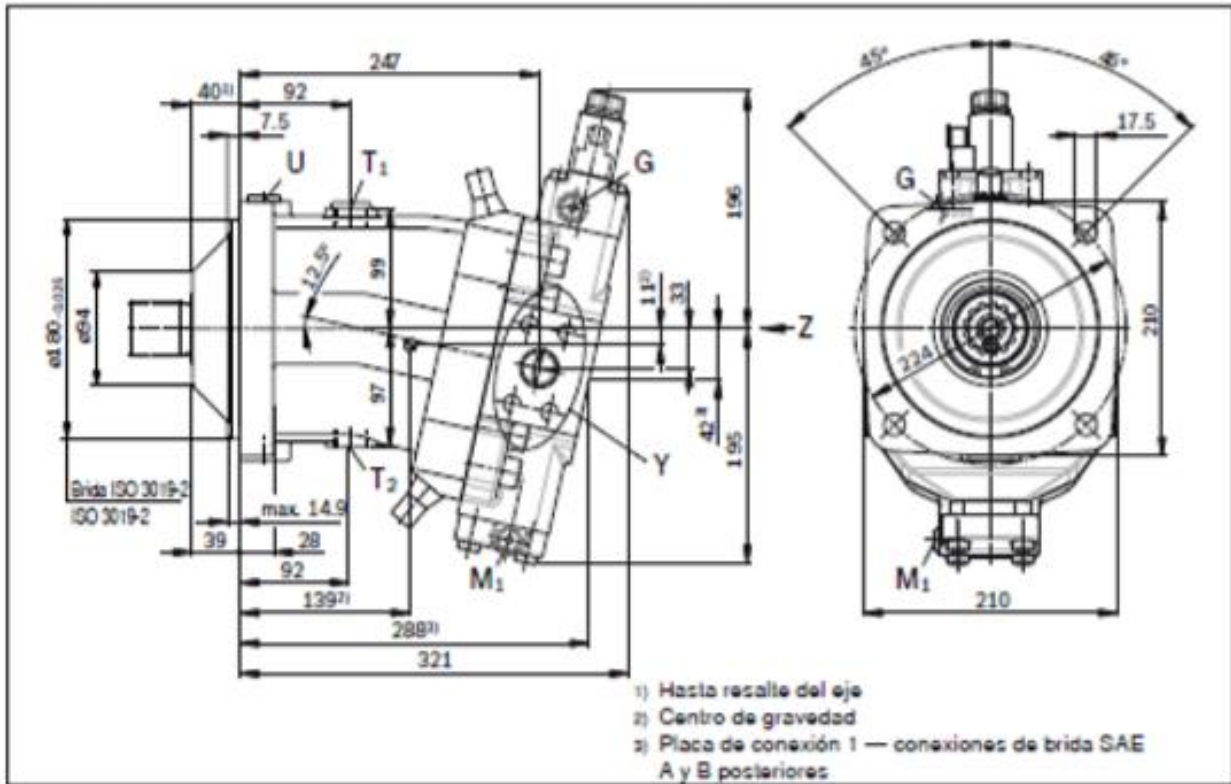
MOTOR DE TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA A6VM

Dimensiones tamaño nominal 140

Seleccionar plano de montaje vinculante antes de determinar su construcción. Medidas en mm.

EP1, EP2 – Variador proporcional eléctrico

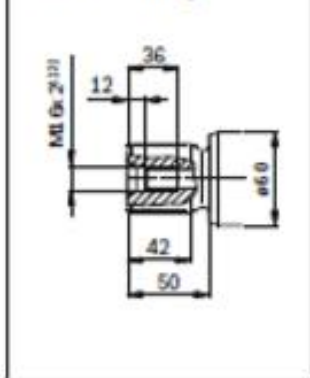
Placa de conexión 02 — conexiones de brida SAE A y B laterales, contrapuestas



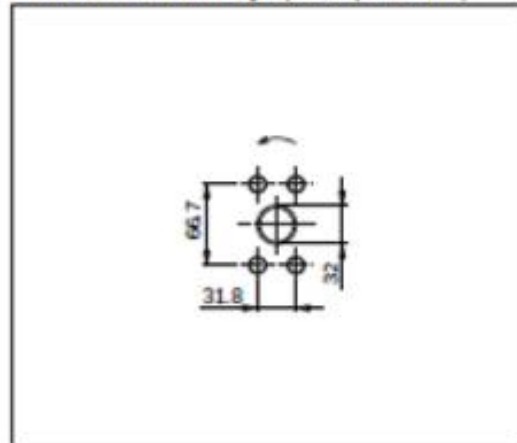
- 1) Hasta resalte del eje
- 2) Centro de gravedad
- 3) Placa de conexión 1 — conexiones de brida SAE A y B posteriores

Eje de accionamiento

Z Eje dentado DIN 5480
W45x2x21x9g



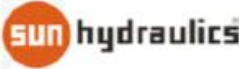


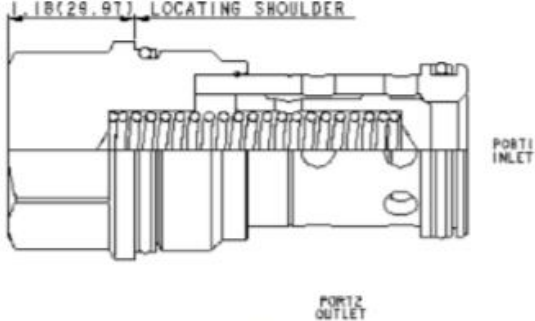
Conexión de trabajo (vista parcial Y)



1) Para los torques de accionamiento máximos deben considerarse los avisos generales de página 80



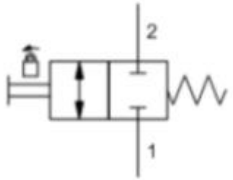
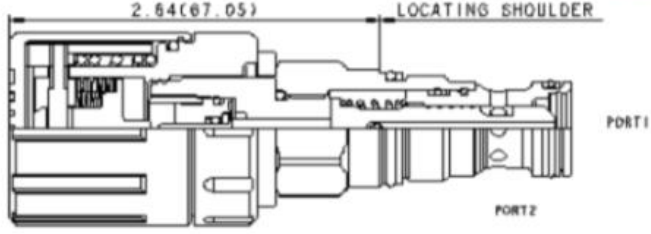
ANEXO 07

VÁLVULA CHECK CXJA SUN HYDRAULICS

	MODEL CXJA	Free flow nose to side check valve SERIES 4 / CAPACITY: 160 gpm / CAVITY: T-18A					
			sunhy.com/CXJA				
							
CONFIGURATION							
X	Control	Not Adjustable					
C	Cracking Pressure	30 psi (2 bar)					
N	Seal Material	Buna-N					
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating					
PORT2 OUTLET 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 DATA							
Maximum Operating Pressure		5000 psi					
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)		1 drops/min.					
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-018-007					
Seal Kits - Cartridge		EPDM: 990-018-014					
Seal Kits - Cartridge		Polyurethane: 990-018-002					
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-018-005					
CONFIGURATION OPTIONS Model code example: CXJAXCN							
CONTROL		CRACKING PRESSURE		SEAL MATERIAL		MATERIAL/COATING	
X	Not Adjustable	C	30 psi (2 bar)	N	Buna-N	(none)	Standard Material/Coating
		A	4 psi (0,3 bar)	E	EPDM	JAP	Stainless Steel, Passivated
		B	15 psi (1 bar)	V	Viton	LH	Mild Steel, Zinc-Nickel
		D	50 psi (3,5 bar)				
		E	75 psi (5 bar)				
		F	100 psi (7 bar)				
		G	150 psi (10,5 bar)				



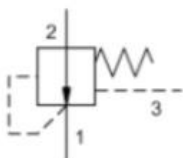
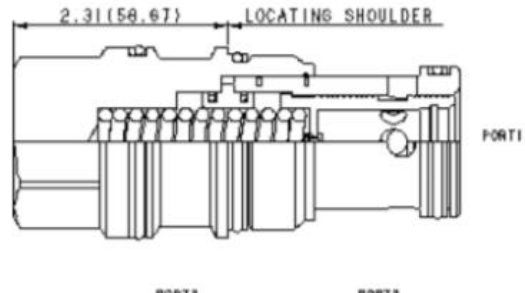
ANEXO 08

VÁLVULA 2/2 DLDM SUN HYDRAULICS

	MODEL DLDM	2-way, manually-operated, directional spool valve SERIES 1 / CAPACITY: 12 gpm / CAVITY: T-13A													
			sunhy.com/DLDM												
 <p>L-Control, C-Spool</p>															
<p>CONFIGURATION</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">L Control</td> <td>Twist/Lock (Detent) Manual Override</td> </tr> <tr> <td>C Spool Configuration</td> <td>Normally Closed</td> </tr> <tr> <td>N Seal Material</td> <td>Buna-N</td> </tr> </table>				L Control	Twist/Lock (Detent) Manual Override	C Spool Configuration	Normally Closed	N Seal Material	Buna-N						
L Control	Twist/Lock (Detent) Manual Override														
C Spool Configuration	Normally Closed														
N Seal Material	Buna-N														
<p>TECHNICAL DATA</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 70%;">Maximum Operating Pressure</td> <td>5000 psi</td> </tr> <tr> <td>Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)</td> <td>5 in³/min @3000 psi</td> </tr> <tr> <td>Operating Torque</td> <td>10 lbf in.</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Buna: 990-413-007</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Polyurethane: 990-413-002</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Viton: 990-413-006</td> </tr> </table>				Maximum Operating Pressure	5000 psi	Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 in ³ /min @3000 psi	Operating Torque	10 lbf in.	Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-413-007	Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-413-002	Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-413-006
Maximum Operating Pressure	5000 psi														
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 in ³ /min @3000 psi														
Operating Torque	10 lbf in.														
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-413-007														
Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-413-002														
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-413-006														
<p>CONFIGURATION OPTIONS Model code example: DLDM LCN</p> <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 33%;">CONTROL</td> <td style="width: 33%;">SPOOL CONFIGURATION</td> <td style="width: 33%;">SEAL MATERIAL</td> </tr> <tr> <td>L Twist/Lock (Detent) Manual Override</td> <td>C Normally Closed</td> <td>N Buna-N</td> </tr> <tr> <td>D Twist/Lock (Dual) Manual Override</td> <td>H Normally Open</td> <td>V Viton</td> </tr> <tr> <td>T Twist (Momentary) Manual Override</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				CONTROL	SPOOL CONFIGURATION	SEAL MATERIAL	L Twist/Lock (Detent) Manual Override	C Normally Closed	N Buna-N	D Twist/Lock (Dual) Manual Override	H Normally Open	V Viton	T Twist (Momentary) Manual Override		
CONTROL	SPOOL CONFIGURATION	SEAL MATERIAL													
L Twist/Lock (Detent) Manual Override	C Normally Closed	N Buna-N													
D Twist/Lock (Dual) Manual Override	H Normally Open	V Viton													
T Twist (Momentary) Manual Override															




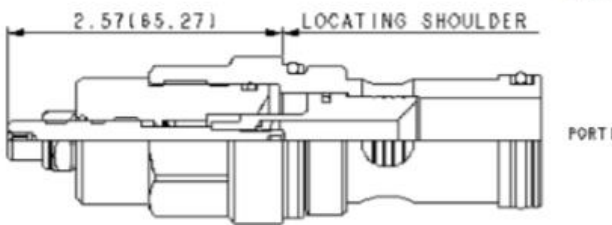
ANEXO 09

VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN LPJC SUN HYDRAULICS

	MODEL LPJC	Normally open, modulating element SERIES 4 / CAPACITY: 120 gpm / CAVITY: T-19A	
			snhy.com/LPJC
			
CONFIGURATION			
X	Control	Not Adjustable	
D	Differential Pressure	50 psi (3,5 bar)	
N	Seal Material	Buna-N	
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating	
Normally open modulating elements without an internal orifice act as a restrictive compensator to maintain a constant pressure drop across an orifice, regardless of variations in upstream or downstream pressure.			
TECHNICAL DATA			
Maximum Operating Pressure		5000 psi	
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-019-007	
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-019-006	
Seal Kits - Cartridge		Polyurethane: 990-019-002	
CONFIGURATION OPTIONS Model code example: LPJXDN			
CONTROL		DIFFERENTIAL PRESSURE	
X Not Adjustable	D 50 psi (3,5 bar)	N Buna-N	(none) Standard Material/Coating
P External 1/4 NPTF Pilot Port, Port 3 Blocked	H 200 psi (14 bar)	V Viton	/AP Stainless Steel, Passivated
	F 100 psi (7 bar)		
	G 150 psi (10,5 bar)		



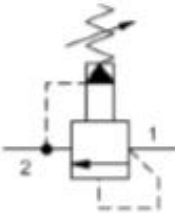
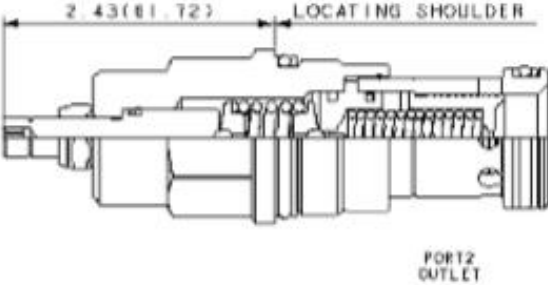
ANEXO 10

VÁLVULA ESTRANGULADORA DE CAUDAL NFED SUN HYDRAULICS

	MODEL NFED	Fully adjustable needle valve SERIES 3 / CAPACITY: 90 gpm (.69 inch) / CAVITY: T-16A																					
snhy.com/NFED																							
																							
<p>CONFIGURATION</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 5%;">L</td> <td style="width: 25%;">Control</td> <td style="width: 70%;">Standard Screw Adjustment</td> </tr> <tr> <td>H</td> <td>Maximum Orifice Diameter</td> <td>.69 in. (17,5 mm)</td> </tr> <tr> <td>N</td> <td>Seal Material</td> <td>Buna-N</td> </tr> <tr> <td>(none)</td> <td>Material/Coating</td> <td>Standard Material/Coating</td> </tr> </table>				L	Control	Standard Screw Adjustment	H	Maximum Orifice Diameter	.69 in. (17,5 mm)	N	Seal Material	Buna-N	(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating								
L	Control	Standard Screw Adjustment																					
H	Maximum Orifice Diameter	.69 in. (17,5 mm)																					
N	Seal Material	Buna-N																					
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating																					
<p>Needle valves are fully adjustable orifices used to regulate flow. They are infinitely adjustable from fully closed up to the maximum orifice diameter. They are not pressure-compensated. They may be used as flow controls or as shutoff valves.</p>																							
<p>TECHNICAL DATA</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 70%;">Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open</td> <td style="width: 30%;">5</td> </tr> <tr> <td>Maximum Operating Pressure</td> <td>5000 psi</td> </tr> <tr> <td>Locknut Hex Size</td> <td>9/16 in.</td> </tr> <tr> <td>Locknut Torque</td> <td>80 - 90 lbf in.</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Buna: 990-016-007</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Polyurethane: 990-016-002</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>EPDM: 990-016-014</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Viton: 990-016-006</td> </tr> </table>				Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open	5	Maximum Operating Pressure	5000 psi	Locknut Hex Size	9/16 in.	Locknut Torque	80 - 90 lbf in.	Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-016-007	Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-016-002	Seal Kits - Cartridge	EPDM: 990-016-014	Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-016-006				
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open	5																						
Maximum Operating Pressure	5000 psi																						
Locknut Hex Size	9/16 in.																						
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.																						
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-016-007																						
Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-016-002																						
Seal Kits - Cartridge	EPDM: 990-016-014																						
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-016-006																						
<p>CONFIGURATION OPTIONS Model code example: NFEDLHN</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">CONTROL</td> <td style="width: 25%;">MAXIMUM ORIFICE DIAMETER</td> <td style="width: 25%;">SEAL MATERIAL</td> <td style="width: 25%;">MATERIAL/COATING</td> </tr> <tr> <td>L Standard Screw Adjustment</td> <td>H .69 in. (17,5 mm)</td> <td>N Buna-N</td> <td>(none) Standard Material/Coating</td> </tr> <tr> <td>H Calibrated Handknob with Detent Lock</td> <td></td> <td>E EPDM</td> <td>/AP Stainless Steel, Passivated</td> </tr> <tr> <td>K Handknob</td> <td></td> <td>V Viton</td> <td>/LH Mild Steel, Zinc-Nickel</td> </tr> <tr> <td>Y Tri-Grip Handknob</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				CONTROL	MAXIMUM ORIFICE DIAMETER	SEAL MATERIAL	MATERIAL/COATING	L Standard Screw Adjustment	H .69 in. (17,5 mm)	N Buna-N	(none) Standard Material/Coating	H Calibrated Handknob with Detent Lock		E EPDM	/AP Stainless Steel, Passivated	K Handknob		V Viton	/LH Mild Steel, Zinc-Nickel	Y Tri-Grip Handknob			
CONTROL	MAXIMUM ORIFICE DIAMETER	SEAL MATERIAL	MATERIAL/COATING																				
L Standard Screw Adjustment	H .69 in. (17,5 mm)	N Buna-N	(none) Standard Material/Coating																				
H Calibrated Handknob with Detent Lock		E EPDM	/AP Stainless Steel, Passivated																				
K Handknob		V Viton	/LH Mild Steel, Zinc-Nickel																				
Y Tri-Grip Handknob																							

ANEXO 11

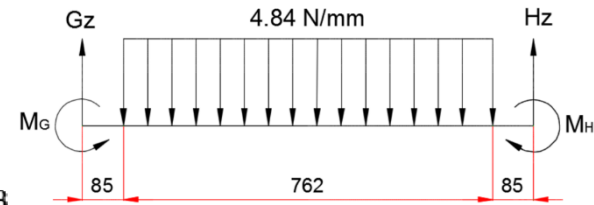
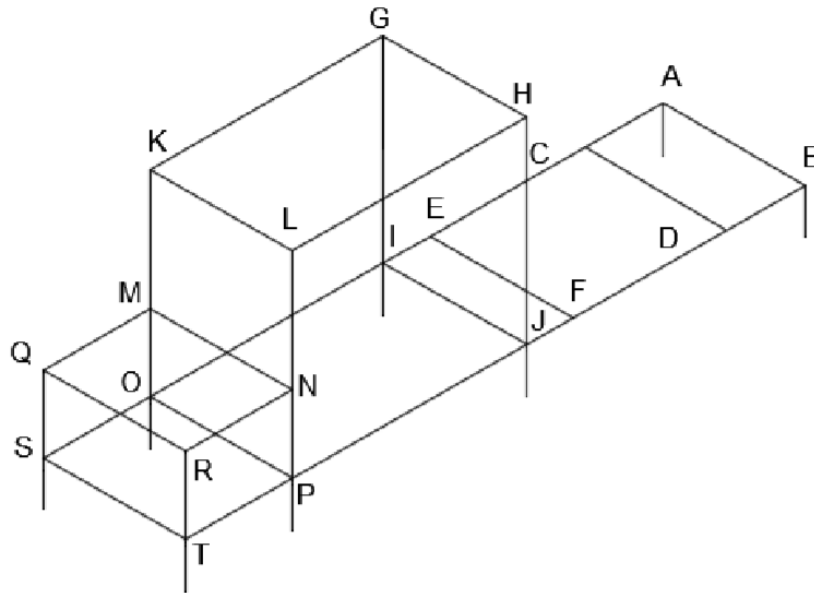
VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN PILOTADA RPIC SUN HYDRAULICS

	MODEL RPIC	Pilot operated, balanced piston relief valve SERIES 3 / CAPACITY: 100 gpm / CAVITY: T-16A	 <small>sunhy.com/RPIC</small>																						
																									
CONFIGURATION		Pilot-operated, balanced-piston relief cartridges are normally closed pressure regulating valves. When the pressure at the inlet (port 1) reaches the valve setting, the valve starts to open to tank (port 2), throttling flow to regulate the pressure. These valves are accurate, have low pressure rise vs. flow, they are smooth and quiet, and are moderately fast.																							
L	Control	Standard Screw Adjustment	TECHNICAL DATA <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Factory Pressure Settings Established at</td> <td>4 gpm</td> </tr> <tr> <td>Maximum Operating Pressure</td> <td>5000 psi</td> </tr> <tr> <td>Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)</td> <td>4 in³/min @1000 psi</td> </tr> <tr> <td>Response Time - Typical</td> <td>10 ms</td> </tr> <tr> <td>Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>Locknut Hex Size</td> <td>9/16 in.</td> </tr> <tr> <td>Locknut Torque</td> <td>80 - 90 lbf in.</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Buna: 990-016-007</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>EPDM: 990-016-014</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Viton: 990-016-006</td> </tr> <tr> <td>Seal Kits - Cartridge</td> <td>Polyurethane: 990-016-002</td> </tr> </table>	Factory Pressure Settings Established at	4 gpm	Maximum Operating Pressure	5000 psi	Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	4 in ³ /min @1000 psi	Response Time - Typical	10 ms	Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5	Locknut Hex Size	9/16 in.	Locknut Torque	80 - 90 lbf in.	Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-016-007	Seal Kits - Cartridge	EPDM: 990-016-014	Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-016-006	Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-016-002
Factory Pressure Settings Established at	4 gpm																								
Maximum Operating Pressure	5000 psi																								
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	4 in ³ /min @1000 psi																								
Response Time - Typical	10 ms																								
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5																								
Locknut Hex Size	9/16 in.																								
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.																								
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-016-007																								
Seal Kits - Cartridge	EPDM: 990-016-014																								
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-016-006																								
Seal Kits - Cartridge	Polyurethane: 990-016-002																								
C	Adjustment Range	150 - 6000 psi (10.5 - 420 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting																							
N	Seal Material	Buna-N																							
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating																							
CONFIGURATION OPTIONS			Model code example: RPICLCN																						
CONTROL		ADJUSTMENT RANGE	SEAL MATERIAL																						
L Standard Screw Adjustment C Tamper Resistant - Factory Set W Hex Wrench Adjustment Y Tri-Grip Handknob		C 150 - 6000 psi (10.5 - 420 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting A 100 - 3000 psi (7 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting W 150 - 4500 psi (10.5 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting B 50 - 1500 psi (3.5 - 105 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting D 25 - 800 psi (1.7 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting E 25 - 400 psi (1.7 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting N 60 - 800 psi (4 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting Q 60 - 400 psi (4 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting	N Buna-N E EPDM V Viton																						
			MATERIAL/COATING																						
			(none) Standard Material/Coating JAP Stainless Steel, Passivated JLH Mild Steel, Zinc-Nickel																						

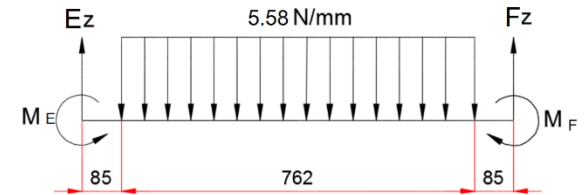
ANEXO 12

PLANO ESTRUCTURA GEOMÉTRICA DEL BANCO DE PRUEBAS

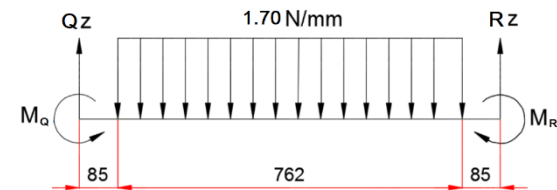
Estructura Geométrica del Banco de Pruebas Hidráulico



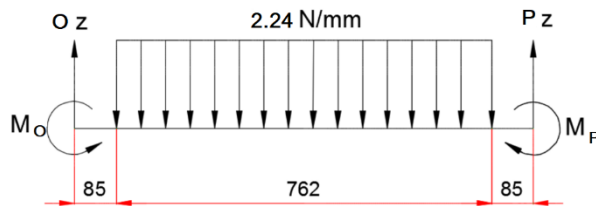
DCL Viga Tramo G-H



DCL Viga Tramo E-F



DCL Viga Tramo Q-R



UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICO PARA
DETERMINAR LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE
BOMBA DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV - EMPRESA
QUISPE TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.

L 01

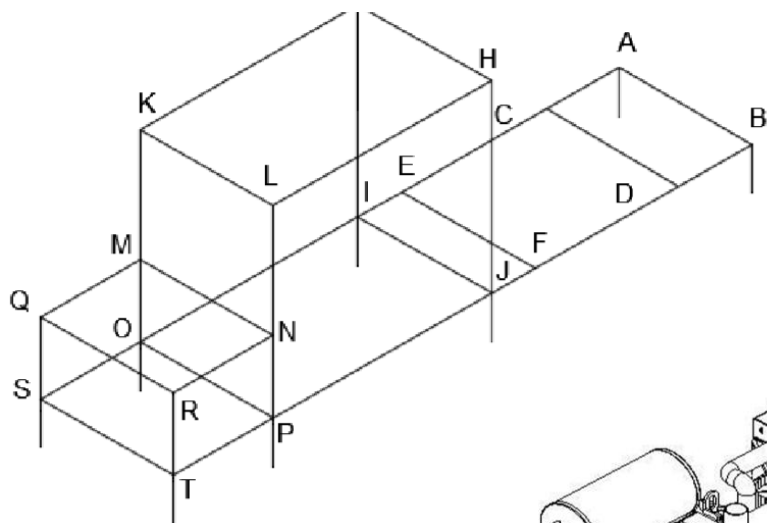
X CICLO

AUTOR:

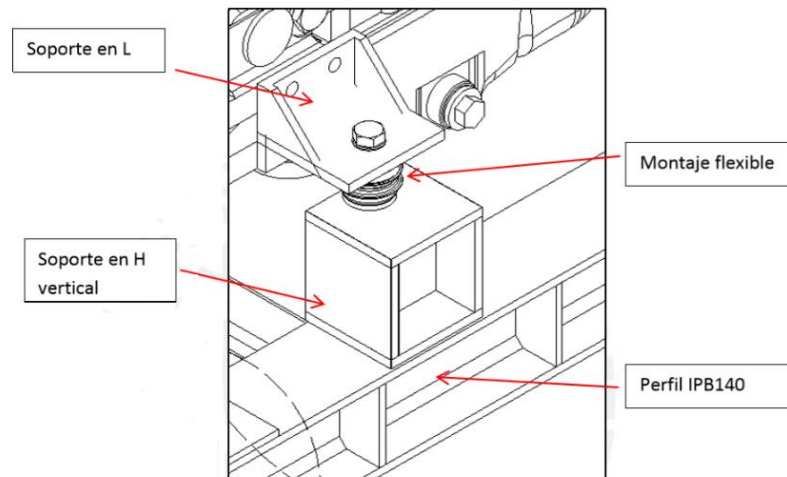
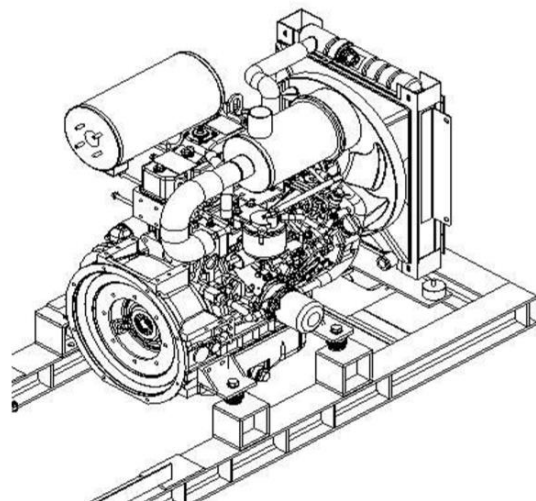
DEYVI AGUSTIN CACERES TURPO

PLANO MONTAJE DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA


Estructura Geométrica del Banco de Pruebas Hidráulico



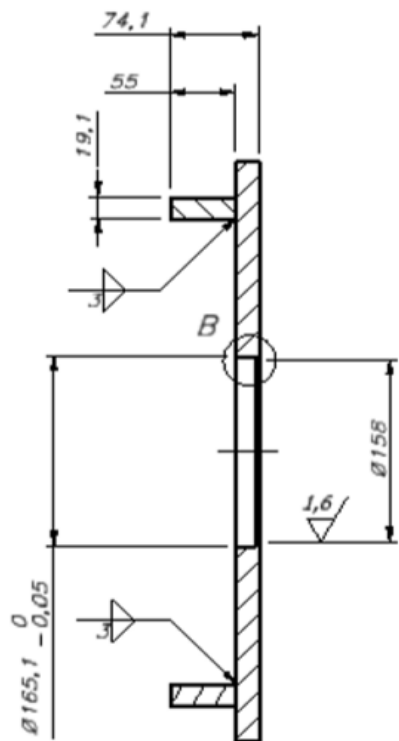
Motor de Combustión Interna



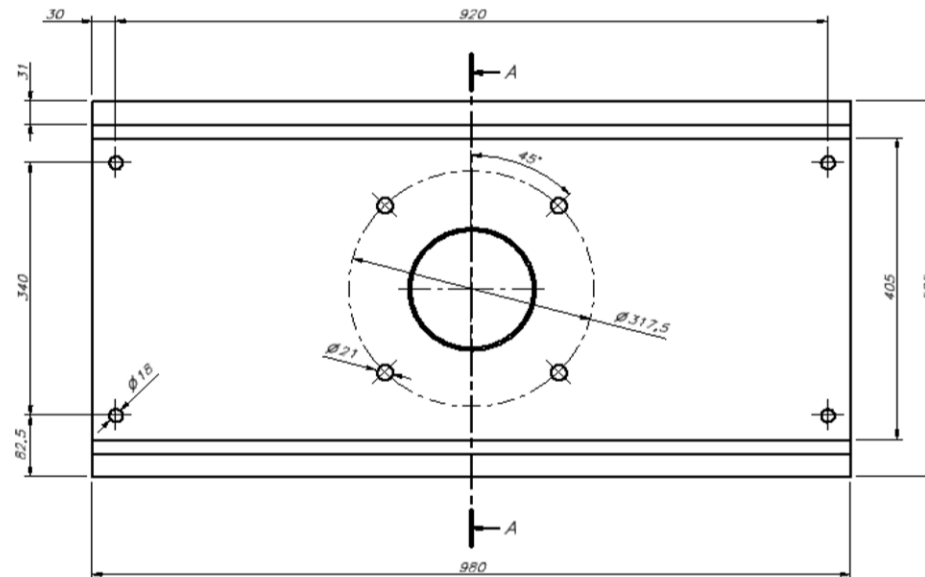
Tipo de Unión MCI con Soporte para el Motor

 UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA		L 02
DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICO PARA DETERMINAR LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV - EMPRESA QUISPE TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.		
X CICLO	AUTOR: DEYVI AGUSTIN CACERES TURPO	

PLANO DISEÑO DE SOPORTE DE BOMBA DE TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA



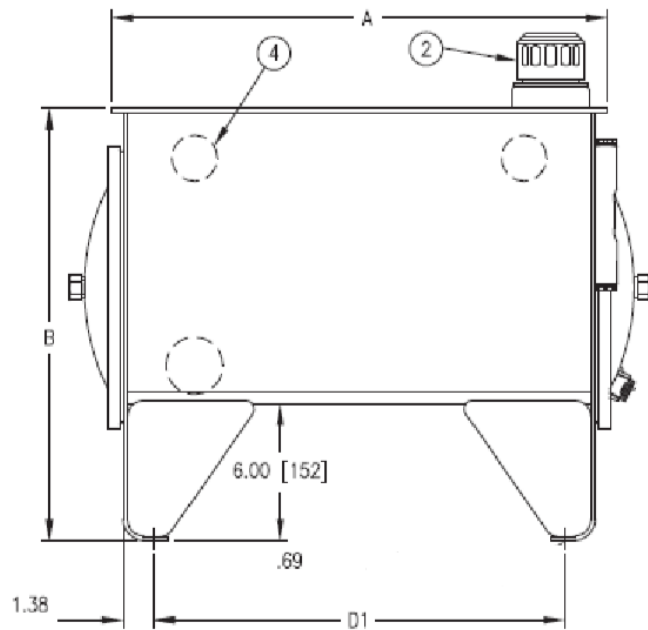
Corte de Soporte de Bomba



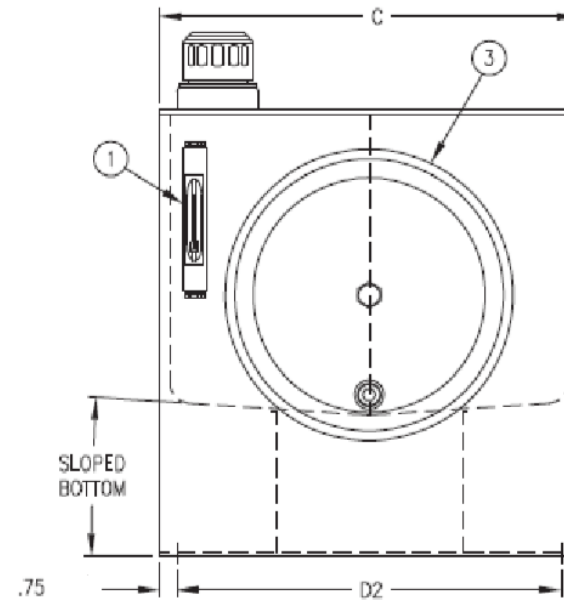
Soporte de Bomba de Transmisión Hidrostática

 UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA		L 03
DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICO PARA DETERMINAR LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV - EMPRESA QUISPE TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.		
X CICLO	AUTOR: DEYVI AGUSTIN CACERES TURPO	


PLANO TANQUE HIDRÁULICO



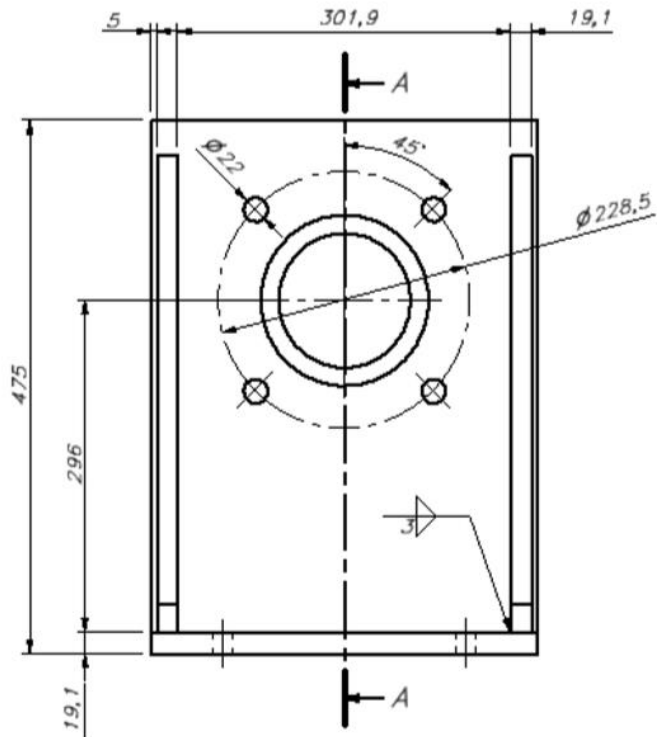
Tanque Hidráulico Vista Lateral



Tanque Hidráulico vista Frontal

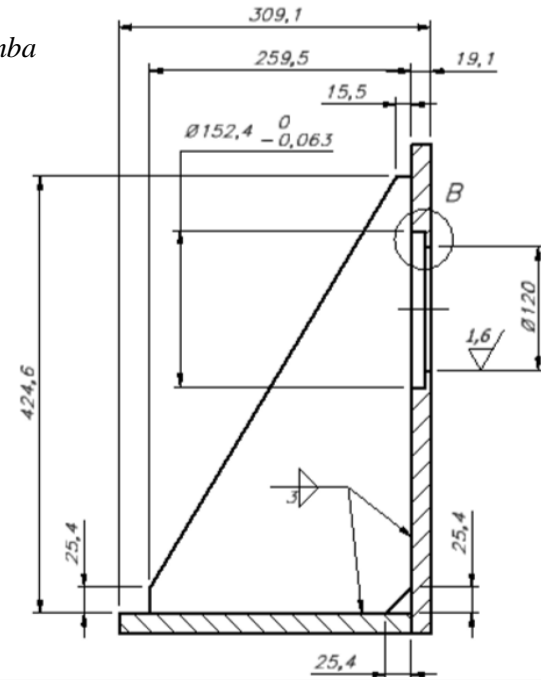
 UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA	
DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICO PARA DETERMINAR LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV - EMPRESA QUISPE TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.	
X CICLO	AUTOR: DEYVI AGUSTIN CACERES TURPO
L 04	

PLANO SOPORTE DE BOMBA DE PRUEBA



Diseño de Soporte de Bomba de Pruebas

*Corte Soporte de Bomba
De Pruebas*



 UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA		L 05
DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA DE CAUDAL VARIABLE HASTA 150 CC/REV - EMPRESA QUISPE TRANSPORTES Y SERVICIOS GENERALES S.R.L.		
X CICLO	AUTOR: DEYVI AGUSTIN CACERES TURPO	