

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS DE PISTONES AXIALES CON SENSOR DE CARGA DE HASTA 140 CC/REV

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

ERIC MARLON JARA SEGURA

ASESOR: ING. ELISEO BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA

Lima, Junio del 2016

RESUMEN

Actualmente la minería es una de las actividades productivas que genera mayor movimiento económico en el país, de tal forma que la maquinaria inmersa en este rubro es fundamental. El sistema hidráulico dentro de los diferentes tipos de maquinaria pesada, es el principal encargado del movimiento de grandes cargas, siendo la bomba una de las partes más importantes y de la cual depende el desempeño general de la máquina. Las bombas de pistones axiales son comúnmente utilizadas en los sistemas hidráulicos de dirección y de movimiento de implementos (cilindros hidráulicos), además suelen tener integrado un sistema de control de sensado de carga. Después de todo servicio de mantenimiento a estas bombas, se requiere una prueba de verificación para garantizar su correcto funcionamiento y no exista ningún problema cuando se encuentre trabajando en campo, ya que podría afectar económicamente a la entidad a cargo de la máquina y/o físicamente al personal.

El objetivo principal de esta tesis es realizar el diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev, de tal forma que sea factible económicamente para el medio local.

En primer lugar, se procedió a investigar el estado del arte del banco, el principio de funcionamiento básico de este tipo de bombas y los parámetros fundamentales de medición. Luego, se aplica la metodología del diseño, para poder obtener un proyecto definitivo. En base a este proyecto, se procede a realizar la selección de componentes hidráulicos y de potencia, para luego proceder con el diseño estructural y finalmente, un estimado de costos.

El banco de pruebas diseñado requiere 252 kW de potencia en su pico de presión, esta será suministrada por un motor de combustión interna, el cual acciona un sistema de transmisión hidrostática encargado de manejar el sentido del torque y transmitir potencia a la bomba de prueba. Además, se tiene un bloque de válvulas que tiene comunicación con todos los equipos hidráulicos, incluyendo un panel de instrumentación por el lado lateral del banco, el cual posee los equipos necesarios para poder obtener todos los parámetros de prueba.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS DE PISTONES AXIALES CON SENSOR DE CARGA DE HASTA 140 CC/REV

ÁREA : Diseño # 327

PROPUESTO POR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : Eric Marlon Jara Segura

CÓDIGO : 2010.0998

FECHA : 06 de Octubre de 2015



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Actualmente la minería es una de las actividades productivas que genera mayor movimiento económico en el país, de tal forma que la maquinaria inmersa en este aspecto es fundamental. El sistema hidráulico dentro de éstas, es el principal encargado del movimiento de grandes cargas, siendo la bomba una de las partes más importantes, y de las que depende el desempeño general de la máquina. Las bombas de pistones axiales son las que más se utilizan en este ámbito, además de tener integrado un sistema de control de censado de carga. Después de todo servicio de mantenimiento a estas piezas, se requiere una prueba de verificación para garantizar que su funcionamiento sea el correcto y no exista ningún problema cuando se encuentre trabajando en campo, ya que podría afectar económicamente a la empresa a cargo de la máquina o físicamente al personal.

El objetivo principal de la tesis es realizar el diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev, de tal forma que sea factible económicamente para el medio. El objetivo específico es la elaboración del diseño hidráulico y estructural, selección de equipos, planos y estimación de costo aproximado de la máquina.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS DE PISTONES
AXIALES CON SENSOR DE CARGA DE HASTA 140 CC/REV

Introducción

1. Parámetros de diseño y estado del arte
2. Concepto de solución
3. Selección de equipos de potencia
4. Planos
5. Costos

Recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Ing. Benjamín Barriga Gamarra
Asesor

*Dedicado a mis padres y hermana,
por su constante esfuerzo, apoyo y amor.*



*Dedicado a mis padres y hermana,
por su constante esfuerzo, apoyo y amor.*

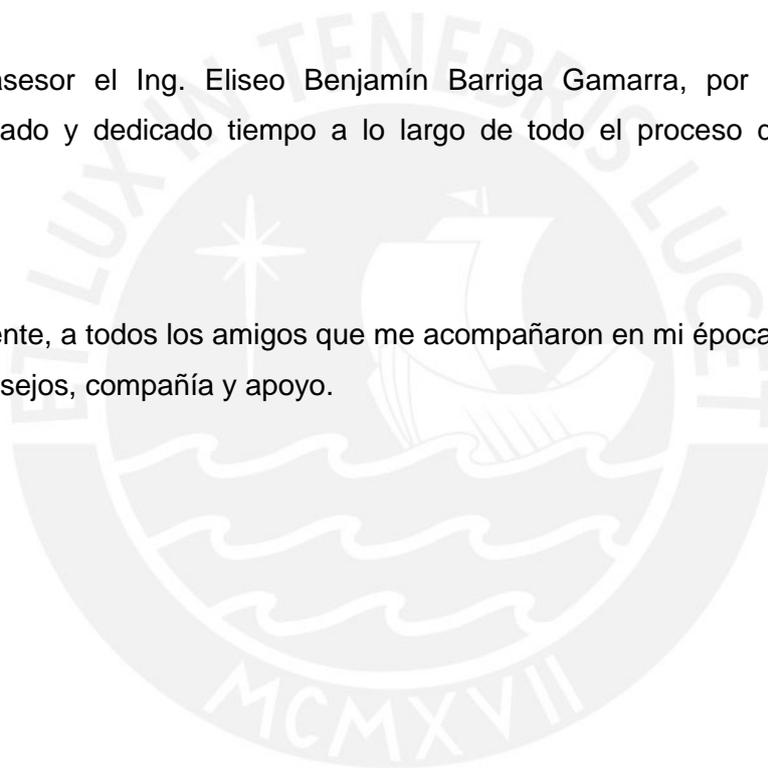
AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres Filiberto Julián Jara Reyes y Lily Marilu Segura Gonzales, por su constante amor, apoyo, ejemplo y esfuerzo, los cuales me forjaron como persona a lo largo de toda mi vida, sin ellos no hubiera sido posible alcanzar este logro.

Así mismo, agradezco a mi hermana Antonella Cynthia Jara Segura, a mi abuela Fortunata Gonzales y familia en general, por su incesante cariño y soporte.

A mi asesor el Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra, por haberme guiado, aconsejado y dedicado tiempo a lo largo de todo el proceso de realización del trabajo.

Finalmente, a todos los amigos que me acompañaron en mi época universitaria, por sus consejos, compañía y apoyo.



ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1: PARÁMETROS DE DISEÑO Y ESTADO DEL ARTE

1.1.	Bancos de prueba hidráulica.....	2
1.2.	Estado de la tecnología	2
1.3.	Bombas de pistones axiales.....	4
1.3.1.	Definición y funcionamiento.....	4
1.3.2.	Sistema de censado de carga.....	5
1.3.3.	Potencia hidráulica.....	7
1.4.	Sistemas de sensado de carga en hidráulica móvil.....	7
1.4.1.	Cargadores frontales.....	8
1.4.2.	Tractores	9
1.4.3.	Perforadoras	9
1.5.	Parámetros de medición.....	10
1.5.1.	Presión y caudal en reposo.....	10
1.5.2.	Presión marginal.....	11
1.5.3.	Presión y caudal en carga máxima.....	11
1.5.4.	Eficiencia volumétrica.....	11
1.6.	Potencia requerida para el sistema	12
1.7.	Lista de exigencias	13

CAPÍTULO 2: CONCEPTO DE SOLUCIÓN

2.1.	Estructura de funciones	15
2.1.1.	Caja negra	15
2.1.2.	Función total y parcial	15
2.1.3.	Representación de estructura de funciones	17
2.2.	Matriz morfológica	19
2.3.	Concepto de solución	21
2.3.1.	Concepto de solución 1	21
2.3.2.	Concepto de solución 2	21
2.3.3.	Concepto de solución 3	22
2.3.4.	Concepto de solución 4	22
2.3.5.	Evaluación de conceptos de solución	22
2.4.	Proyecto preliminar	24
2.4.1.	Transmisión hidrostática	24
2.4.2.	Evaluación técnico – económica	25

2.4.3. Proyecto definitivo	27
2.5. Proceso de prueba	30
CAPÍTULO 3: SELECCIÓN DE EQUIPOS DE POTENCIA	
3.1. Circuito hidráulico	33
3.2. Cálculo y selección de equipos de la transmisión hidrostática	33
3.2.1. Motor hidráulico de caudal variable	35
3.2.2. Bomba hidráulica de caudal variable	36
3.3. Selección del sistema motriz	38
3.4. Cálculo y selección de acoplamientos	39
3.4.1. Acoplamiento MCI – Bomba	39
3.4.2. Acoplamiento Motor hidráulico – Bomba	41
3.4.3. Cálculo de longitud de transmisión de potencia	43
3.5. Cálculo y selección de componentes hidráulicos	44
3.5.1. Limitadora de presión	44
3.5.2. Reguladora de caudal	45
3.5.3. Válvula check	47
3.5.4. Válvula by pass	47
3.5.5. Dimensionamiento de tanque	48
3.5.6. Filtros	49
3.5.7. Mangueras hidráulicas	52
3.5.8. Aceite	55
3.5.9. Adaptadores y conectores hidráulicos	56
3.6. Bloque de válvulas	57
3.7. Sujeción de equipos hidráulicos	58
3.7.1. Soporte de bomba de transmisión hidrostática	58
3.7.2. Soporte de motor de transmisión hidrostática	59
3.7.3. Soporte de bomba de prueba	59
3.8. Cálculo de la estructura	60
3.8.1. Determinación de cargas externas	60
3.8.2. Geometría de la estructura	60
3.8.3. Montaje del motor	61
3.8.4. Análisis de vigas y verificación de falla por fluencia	63
3.8.5. Verificación de falla por pandeo	75
3.8.6. Análisis de deflexión	77
3.9. Cálculo y selección de tornillos	78

3.9.1. Tornillos de sujeción del soporte de bomba de transmisión hidrostática	78
3.9.2. Tornillos de sujeción del soporte de motor de transmisión hidrostática	84
3.9.3. Tornillos de sujeción del soporte de bomba de prueba	84
3.10. Cálculo de soldaduras	85
3.11. Análisis de vibraciones.....	87
3.12. Selección de instrumentación	90
3.12.1. Manómetros	91
3.12.2. Caudalímetros	91

CAPÍTULO 4: PLANOS

CAPÍTULO 5: COSTOS

5.1. Costo de material y fabricación	93
5.2. Costo de equipos	93
5.3. Costo de montaje	95
5.4. Costo de diseño	95
5.5. Costo total	95

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Lista de exigencias	14
Tabla 2.1. Evaluación de los conceptos de solución	23
Tabla 2.2. Evaluación técnica de los proyectos preliminares	26
Tabla 2.3. Evaluación económica de los proyectos preliminares	27
Tabla 3.1 Especificaciones bomba de pistones axiales A10VSO	34
Tabla 3.2 Especificaciones motor de pistones axiales A6VM	36
Tabla 3.3 Especificaciones bomba de pistones axiales AA4VG	37
Tabla 3.4 Especificaciones de Motor de combustión interna BFM1015	38
Tabla 3.5. Acoplamientos de disco flexible Serie 44	40
Tabla 3.6. Dimensiones de acoplamiento de disco flexible Serie 44	41
Tabla 3.7. Adaptadores de volante de acoplamiento de disco flexible Serie 44	41
Tabla 3.8. Acoplamientos de disco flexible XTZR71	42
Tabla 3.9. Dimensiones de acoplamientos de disco flexible XTZR71	43
Tabla 3.10. Datos de ejes estriados envolventes	43
Tabla 3.11. Dimensiones de tanques hidráulicos	49
Tabla 3.12. Filtros de succión HF 410	50
Tabla 3.13. Filtros de retorno HF 554	51
Tabla 3.14. Velocidades de aceite recomendadas	52
Tabla 3.15. Selección de diámetros de mangueras	52
Tabla 3.16. Selección de mangueras bajo la norma SAE J517	53
Tabla 3.17. Presión máxima de operación de mangueras SAE J517	54
Tabla 3.18. Recomendaciones de aceite según presión	55
Tabla 3.19. Peso de equipos	60
Tabla 3.20. Dimensiones de tornillo M16	79
Tabla 3.21. Cálculo de los tornillos se soporte de motor hidráulico	84
Tabla 3.22. Cálculo de los tornillos se soporte de bomba de prueba	85
Tabla 3.23. Selección de soporte flexible	88
Tabla 3.24. Selección de instrumentos de medición	90
Tabla 3.25. Manómetro Parker con brida de montaje	91
Tabla 3.26. Rotámetro Parker	91
Tabla 4.1. Descripción de planos	92
Tabla 5.1. Costos de material y fabricación de componentes	93
Tabla 5.2. Costos de equipos	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Banco de pruebas para bombas	2
Figura 1.2. Banco de pruebas hidráulicas	3
Figura 1.3. Banco de pruebas hidráulicas	4
Figura 1.4. Funcionamiento de Bomba de pistones axiales	5
Figura 1.5. Comparación energética de bomba de caudal fijo, variable y con sensor de carga	5
Figura 1.6. Vista de corte de bomba de pistones axiales con sensor de carga	6
Figura 1.7. Funcionamiento de Sistema Load Sensing ante una variación de presión	7
Figura 1.8. Bombas hidráulicas del Cargador Frontal 950H	8
Figura 1.9. Bombas hidráulicas del Tractor D8T	9
Figura 1.10. Bomba hidráulica de la Perforadora TAMROCK Axera D05	10
Figura 1.11. Fallas interna de bomba de pistones axiales	11
Figura 1.12. Diagrama Eficiencias vs. Presión	12
Figura 1.13. Datos de bomba de pistones axiales A10VO	13
Figura 2.1. Caja Negra	15
Figura 2.2. Estructura de funciones parciales	17
Figura 2.3. Estructura de funciones	18
Figura 2.4. Concepto de solución óptimo	23
Figura 2.5. Transmisión hidrostática de circuito abierto (izquierda) y circuito cerrado (derecha)	24
Figura 2.6. Diagrama hidráulico de transmisión hidrostática circuito cerrado	25
Figura 2.7. Evaluación Técnica – Económica de los proyectos preliminares	27
Figura 2.8. Proyecto definitivo	28
Figura 2.9. Diagrama hidráulico del proyecto preliminar	29
Figura 3.1. Diagrama hidráulico del proyecto preliminar	33
Figura 3.2. Curvas de funcionamiento de motor Deutz BFM1015	38
Figura 3.3. Acoplamientos del sistema de transmisión de potencia	39
Figura 3.4. Cuadro de selección de factor de funcionamiento y acoplamiento Serie 44	40
Figura 3.5. Relación tamaño – potencia de válvulas directas y pilotadas (indirectas)	44
Figura 3.6. Válvula limitadora de presión de mando pilotado RPIC	45
Figura 3.7. Válvula reguladora de caudal de 2 vías	46
Figura 3.8. Válvula reguladora de presión diferencial LPJC	46
Figura 3.9. Válvula estranguladora de caudal NFED	47
Figura 3.10. Válvula check CXJA	47
Figura 3.11. Válvula direccional 2/2 DLDM	47
Figura 3.12. Tanque hidráulico estilo A	48
Figura 3.13. Filtros del sistema	50
Figura 3.14. Filtros: HF 410-40.122 (igual a HF 410-30.122), HF 554-20.280 y HF 554-40.194	51
Figura 3.15. Nomograma para la determinación de diámetros nominales	53
Figura 3.16. Manguera hidráulica SAE 100R15	55

Figura 3.17. Diagrama de selección de viscosidad de aceite	56
Figura 3.18. Unión roscada del tipo JIC 37°	56
Figura 3.19. Conector hidráulico con unión bridada SAE J518	57
Figura 3.20. Bloque de válvulas y conexiones hechas en Quickdesing	57
Figura 3.21. Soporte de bomba de transmisión hidrostática	58
Figura 3.22. Soporte de bomba de prueba A10VSO 100-140	59
Figura 3.23. Geometría de la estructura	61
Figura 3.24. DCL Motor	61
Figura 3.25. Traslación del momento del MCI	61
Figura 3.26. Partes del soporte del motor	62
Figura 3.27. DCL de viga GH	63
Figura 3.28. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de viga G-H	64
Figura 3.29. Traslación de fuerzas a vigas GI/HJ	65
Figura 3.30. Fuerza debido al peso de la bomba	66
Figura 3.31. Fuerza debido al momento M_{BTHy}	66
Figura 3.32. Fuerza debido al momento M_{BTHx}	67
Figura 3.33. DCL de viga HJ	68
Figura 3.34. Distribución de esfuerzo en perfil L	69
Figura 3.35. Diagrama de fuerza normal, fuerza cortante y momento flector de viga HJ	70
Figura 3.36. Fuerza debido al momento M_{MTHy}	71
Figura 3.37. DCL de viga L-P	72
Figura 3.38. Diagrama de fuerza normal, fuerza cortante y momento flector de viga LP	73
Figura 3.39. Análisis de fuerzas de la viga TB en Autodesk Inventor	74
Figura 3.40. Pandeo de viga empotrada en la base	75
Figura 3.41. Deflexión de viga articulada con una fuerza puntual	77
Figura 3.42. Fuerzas en tornillos de soporte	78
Figura 3.43. Diagrama esfuerzo-deformación de tornillo y placas	81
Figura 3.44. Geometría del cordón de soldadura en el perfil L	86
Figura 3.45. Esquema simplificado del motor	87
Figura 3.46. Diagrama fuerza vs deformación de soporte SIM 300 B	88
Figura 3.47. Sistema simplificado de vibración forzada no amortiguada	89
Figura 3.48. Curva de resonancia	90

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	$[mm^2]$
c	Distancia al eje neutro	$[mm]$
C_{con}	Constante de rigidez de conos de transmisión de esfuerzos	$[N/mm]$
C_p	Constante de rigidez de las placas	$[N/mm]$
C_t	Constante de rigidez del tornillo	$[N/mm]$
d_0	Diámetro resistente del tornillo	$[mm]$
d_{ext}	Diámetro exterior	$[mm]$
d_{int}	Diámetro interior	$[mm]$
e_{SOPB}	Espesor de soporte de bomba	$[mm]$
e_{SOPM}	Espesor de soporte de motor hidráulico	$[mm]$
f	Factor de funcionamiento	-
f_n	Frecuencia natural	$[Hz]$
F	Fuerza	$[N]$
$F_{Mmáx}$	Fuerza de montaje máxima	$[N]$
$F_{Mmín}$	Fuerza de montaje mínima	$[N]$
F_{as}	Fuerza de asentamiento	$[N]$
F_{res}	Fuerza residual	$[N]$
i_{n-n}	Radio de giro en el eje n-n	$[mm]$
I	Inercia	$[mm^4]$
I_{n-n}	Inercia respecto al eje n-n	$[mm^4]$
k	Rigidez	$[N/mm]$
k_t	Factor de volumen de tanque hidráulico	-
L_{BP}	Longitud mínima de transmisión de potencia de bomba de prueba	$[mm]$
L_{BTH}	Longitud mínima de transmisión de potencia de bomba de transmisión hidrostática	$[mm]$
L_{MTH}	Longitud mínima de transmisión de potencia de motor de transmisión hidrostática	$[mm]$
L_p	Longitud de pandeo	$[mm]$
M	Masa	$[kg]$
M_{BTHx}	Momento de bomba de transmisión hidrostática en el eje x	$[N.mm]$
M_{BTHy}	Momento de bomba de transmisión hidrostática en el	$[N.mm]$

	eje y	
M_f	Momento flector	[N. mm]
M_{tM}	Momento de montaje	[N. mm]
n	Revoluciones por minuto	[rev/min]
p	Presión	[bar]
P	Potencia	[kW]
Ph	Potencia hidráulica	[kW]
q_v	Caudal	[L/min]
Q	Caudal	[L/min]
Q_{Bcarga}	Caudal de bomba de carga	[L/min]
$Q_{Bprueba}$	Caudal de bomba prueba	[L/min]
Q_{Bth}	Caudal de bomba de transmisión hidrostática	[L/min]
Q_L	Caudal de fugas	[L/min]
Q_{Mth}	Caudal de motor de transmisión hidrostática	[L/min]
Q_{fsp}	Caudal de fugas de sistema de pruebas	[L/min]
Q_{fth}	Caudal de fugas de sistema de transmisión hidrostática	[L/min]
Q_{thP}	Caudal teórico	[L/min]
T	Torque	[N. m]
T_{apl}	Torque de aplicación	[N. m]
V_g	Cilindrada de bomba	[cc/rev]
V_{tanque}	Volumen de tanque	[L/min]
W_{ACOP}	Peso de acople	[N]
W_{BP}	Peso de bomba de prueba	[N]
W_{BTH}	Peso de bomba de transmisión hidrostática	[N]
W_{BTH}	Peso de bomba de transmisión hidrostática	[N]
W_{MTH}	Peso de motor de transmisión hidrostática	[N]
W_{SOPB}	Peso de soporte de bomba	[N]
W_{SOPBP}	Peso de soporte de bomba de prueba	[N]
W_{SOPM}	Peso de soporte de motor	[N]
δ	Deflexión	[mm]
n_f	Esfuerzo normal debido a la flexión	[N/mm ²]
v_{opt}	Viscosidad óptima	[mm/s ²]
α_A	Factor de ajuste	-
δ_T	Deflexión total	[mm]

δ_{as}	Asentamiento	$[\mu m]$
η_{hm}	Eficiencia hidromecánica	-
η_t	Eficiencia total	-
η_v	Eficiencia volumétrica	-
σ_{adm}	Esfuerzo admisible	$[N/mm^2]$
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	$[N/mm^2]$
σ_f	Esfuerzo flector	$[N/mm^2]$
σ_{fc}	Esfuerzo flector de compresión	$[N/mm^2]$
σ_{ft}	Esfuerzo flector de tracción	$[N/mm^2]$
σ_n	Esfuerzo normal	$[N/mm^2]$
τ_c	Esfuerzo cortante	$[N/mm^2]$
τ_t	Esfuerzo de torsión	$[N/mm^2]$
μ	Coefficiente de fricción	-
ω	Coefficiente omega	-
λ	Grado de esbeltez	-
Δp	Diferencia de presiones	$[bar]$

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, después de todo servicio de mantenimiento, preventivo o correctivo, de bombas o de cualquier otro componente mecánico, se requiere una prueba de verificación. Con esto podrá garantizarse que el funcionamiento de este componente, luego del proceso de reparación por el que ha pasado, sea el correcto y no exista ningún problema cuando se encuentre trabajando en campo.

Hoy en día, suele realizarse la verificación en la misma máquina en la que funciona la bomba o en los bancos de prueba, realizando ambos la verificación de forma adecuada. Así mismo, existe una variedad muy sofisticada de bancos de prueba, con sistemas de control integrado y programación especial para la recopilación y muestra de la data tomada.

Sin embargo, la mayoría de los bancos de prueba están diseñados para una amplia gama de componentes hidráulicos y resultan tener un precio muy elevado. En el área de hidráulica móvil, las bombas implementadas son accionadas por parte de la potencia ofrecida por un motor de combustión interna y están diseñadas para realizar el máximo ahorro de energía posible, siendo aquellas de caudal variable y con sistemas de control especiales; de tal forma que 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.

Ante esta problemática se propone diseñar un banco de pruebas para bombas de caudal variable con sensor de carga, el cual es uno de los sistemas de control más comunes implementados en las bombas de maquinaria pesada.

De esta manera las empresas que se dedican a la reparación de estos componentes en nuestro ámbito garantizarían el correcto funcionamiento de las bombas después de haberlas trabajado, mediante el uso de un banco de pruebas de óptimo funcionamiento y más viable económicamente en comparación a los del mercado, de tal forma que se evitan pérdidas económicas de paradas de las máquinas y el riesgo de accidentes, ya que la bomba podría fallar en campo.

CAPÍTULO 1

PARÁMETROS DE DISEÑO Y ESTADO DEL ARTE

1.1. Bancos de prueba hidráulica

Un banco de pruebas es una plataforma en la que se comprueba el funcionamiento de cierto dispositivo o máquina mediante la medición de parámetros (presión, caudal, velocidad, etc.). Estas nos permiten determinar los valores de variables, como potencia, eficiencia, etc., los cuales se comparan a valores nominales e indican el estado en el que se encuentra el componente evaluado. Dentro de los bancos de prueba hidráulicos, se tienen los siguientes componentes básicos, mostrados en la figura 1.1.

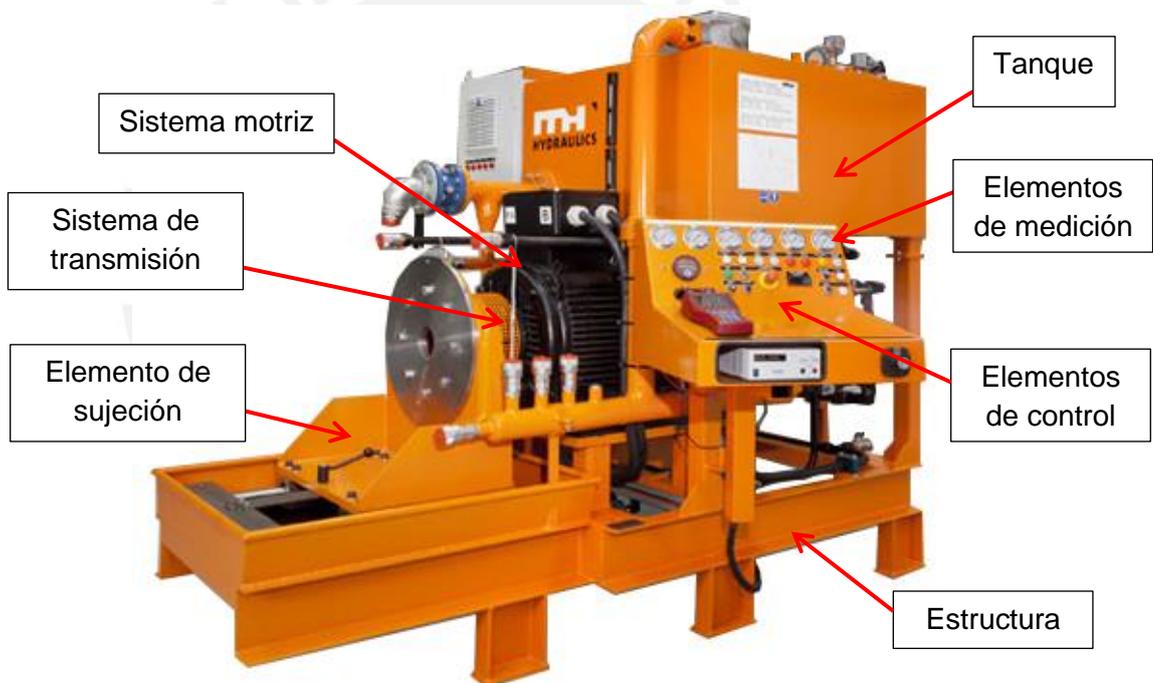


Figura 1.1. Banco de pruebas para bombas (Fuente: MH HYDRAULICS - modificado)

1.2. Estado de la tecnología

Los bancos de prueba para bombas hidráulicas se encuentran actualmente bastante desarrollados en el extranjero, pero así mismo existe una variedad de estos hechos en talleres de reparación hidráulica de nuestro medio. A continuación se mostrarán algunos ejemplos de ambos casos.

MH Hydraulics

Esta empresa ubicada en Holanda se encarga de proveer bancos de prueba hidráulica para bombas de circuito abierto y cerrado, siendo el de la figura 1.1 uno con un motor eléctrico de potencia de 140 kW – 400 V y tanque de 800 L, capaz de probar bombas hidráulicas en condiciones de hasta 2900 rpm y 350 bar. Este banco incluye diferentes tipos de instrumentos de medición para el sensado de presión, flujo, velocidad y temperatura, además posee elementos de lectura digital de datos que permiten tener conexión a una PC. Las versiones que maneja esta empresa varían en el orden de 37, 90 y 140 kW.

Schroeder Industries

Esta empresa norteamericana provee bancos de prueba para cilindros hidráulicos, bombas y motores, en una variedad de 50, 100 y 150 HP, los cuales pueden evaluar en condiciones de hasta 2300 rpm, 350 bar y 87 l/min (Figura 1.2). Además estos bancos incluyen soportes de montaje universal, un medidor digital de flujo, tacómetro, medidor de temperatura del reservorio, grupo de filtración, intercambiador de calor (agua-aceite), mangueras y acoples en juego.

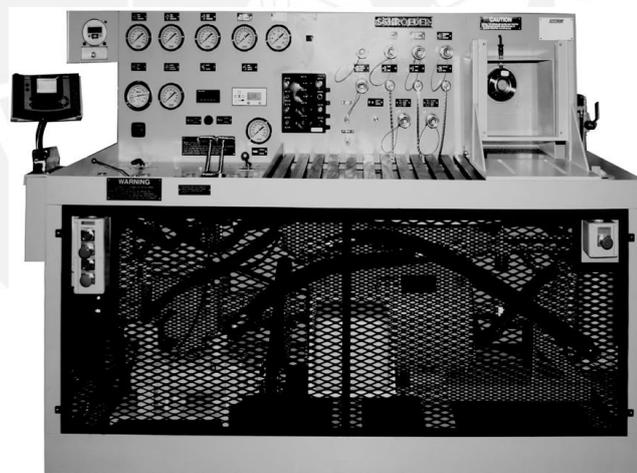


Figura 1.2. Banco de pruebas hidráulicas (Fuente: Schroeder Industries)

HFP Hydraulic

Esta es una empresa local, que se dedica a la reparación, venta y prueba de componentes hidráulicos. De tal forma que para garantizar la reparación de los componentes que trabajan, los evalúan en su banco de pruebas (Figura 1.3). Este tiene un sistema motriz que consiste en un motor de combustión interna de 200 HP, el cual transmite la potencia mediante un sistema hidrostático, las evaluaciones pueden llegar hasta una presión de 700 bar.



Figura 1.3. Banco de pruebas hidráulicas (Fuente: HFP Hydraulic)

1.3. Bombas de pistones axiales

1.3.1. Definición y funcionamiento

Una bomba hidráulica es una máquina que convierte la energía mecánica, proveniente de un motor, en energía hidráulica, la cual está presente en caudal de líquido bombeado, que en este caso es aceite. La bomba del tipo de pistones axiales realiza esta transformación de energía mediante el uso de unos pistones (coaxiales con respecto a su eje de transmisión) y un plato basculante. Este tipo de bombas se utiliza para trabajar a presiones altas (3000 a 5000 psi), por lo que su uso se puede distinguir en sistemas hidráulicos de maquinaria pesada entre alguna de sus aplicaciones. Las partes principales de este tipo de bombas son:

- Puerto de entrada (Inlet port): Entrada al sistema.
- Puerto de salida (Outlet port): Salida del sistema.
- Ranuras de plato base (Valve plate slot): Ranuras de comunicación de los puertos con el alojamiento de los pistones.
- Bloque cilíndrico (Cylinder block): Alojamiento de los pistones.
- Pistones (Piston): Piezas encargadas de ejercer la presión.
- Plato basculante (Swashplate): Parte encargada de variar el desplazamiento de los pistones.
- Eje de transmisión (Drive shaft): Pieza con la función de transmitir el giro de un sistema motriz externo a la bomba.

En la figura 1.4 se muestran indicadas estas partes.

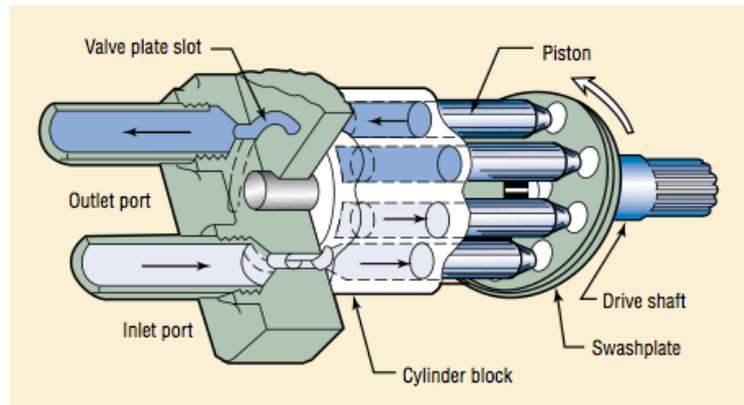


Figura 1.4. Funcionamiento de Bomba de pistones axiales (Fuente: Bosch Rexroth)

1.3.2. Sistema de sensado de carga

Dentro del grupo de las bombas de pistones axiales existen diferentes tipos de control por los que pueden optarse al momento de seleccionar la bomba, como el control de presión, control de potencia, control electro hidráulico de presión, etc. Esta selección dependerá del sistema al que pertenecerá la bomba y de la función que cumplirá esta misma. Se le conoce como control de sensado de carga (Load sensing) al sistema conjunto de control de presión y flujo, el cual hace que la bomba solo entregue el caudal necesario al sistema. Este caudal varía con respecto a la posición del plato basculante movido por la señal de presión de carga que llega a la bomba. De esta forma, se logra tener un mayor ahorro de potencia en comparación a una bomba de caudal fijo o variable (Figura 1.5). En lugar de mantener la presión constante, el sistema de control varía la presión de salida de acuerdo a la señal de carga, de tal forma que se mantiene una diferencia de presión constante.

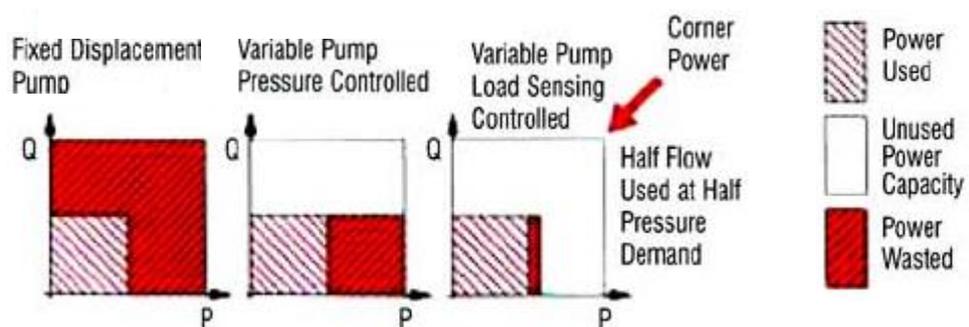


Figura 1.5. Comparación energética de bomba de caudal fijo, variable y con sensor de carga

[1]

Este sistema de control consta de dos válvulas (Figura 1.6):

- Compensadora de flujo: la cual permite mantener una diferencia de presión (presión de margen) entre la señal pilotada y la presión de salida de la bomba. Esta presión de margen puede ser de 14 a 22 bar.
- Compensadora de presión: la cual funciona como una válvula limitadora de presión, seteada normalmente de entre 200 a 300 bar.

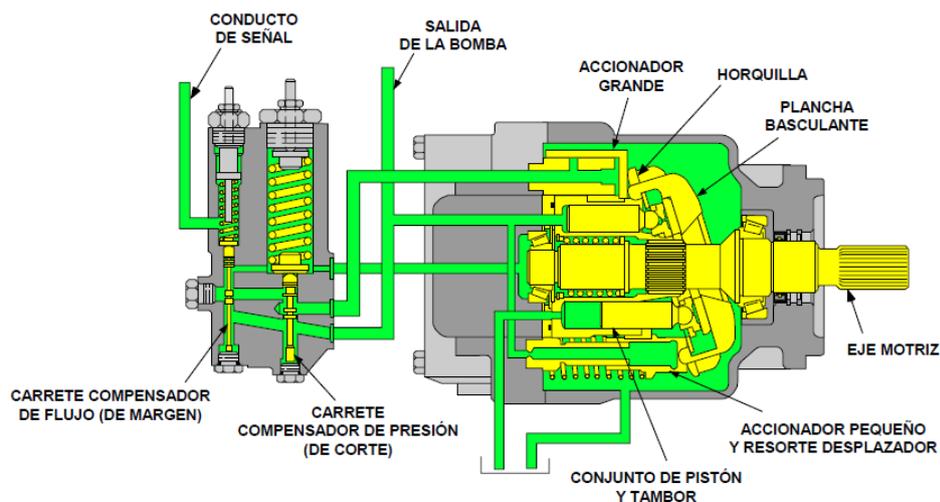


Figura 1.6. Vista de corte de bomba de pistones axiales con sensado de carga [2]

Como se mencionó, los sistemas Load sensing tienen alta eficiencia energética debido a que siempre mantienen su presión de salida mayor a la de la carga que sensa. A continuación se explicará cómo es el comportamiento del sistema ante un incremento de carga (figura 1.7).

- En esta primera etapa, la bomba está en su funcionamiento normal. El caudal entregado por la bomba (Q_s) es idealmente igual al recibido por el sistema (Q_L). Se tiene una diferencia de presión, llamada presión marginal (Pressure drop), entre la presión de salida de la bomba (P_s) y la presión del sistema (P_L).
- Cuando el sistema se somete a un aumento en la carga, se eleva la presión del sistema (P_L), de tal forma que la presión marginal se reduzca.
- A causa del aumento de presión del sistema (P_L), el caudal recibido por este se reduce (Q_L).
- Para mantener la presión marginal al valor original, la bomba aumenta el caudal entregado (Q_s), ocasionando que la presión de salida de la bomba también aumenta (P_s).

- (e) El caudal entregado por la bomba (Q_s) aumenta hasta que la presión marginal recuperará su valor original.
- (f) Una vez con la presión marginal en su valor seteado, el sistema demandará caudal (Q_L) hasta igualar al valor del caudal de salida de la bomba (Q_s).

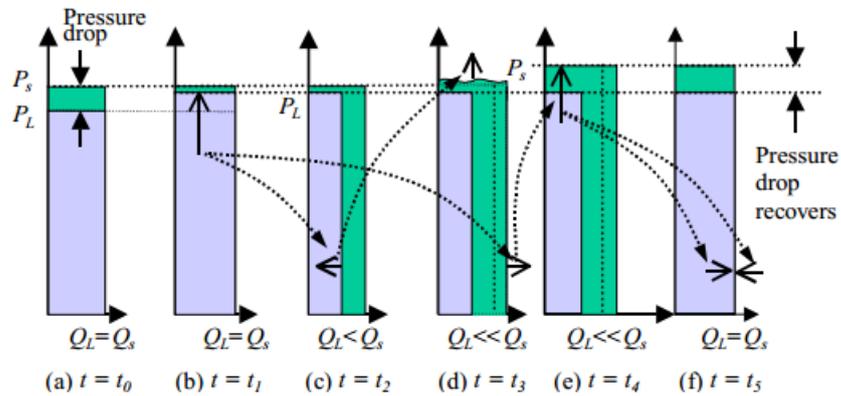


Figura 1.7. Funcionamiento de Sistema Load Sensing ante una variación de presión [2]

Cabe resaltar, que cada de una de estas acciones se llevan a cabo en pequeños instantes de tiempo.

1.3.3. Potencia hidráulica

La potencia hidráulica de la bomba, como en todas las bombas hidráulicas, está en función al caudal entregado y a la presión a la que está trabajando el sistema. Este es un parámetro importante, ya que indica cuanta potencia está consumiendo la bomba al sistema motriz encargado de moverla. Para calcular esta potencia se utiliza la ecuación 1.1.

$$Ph[kW] = \frac{p[bar] \cdot Q[L/min]}{600} \tag{1.1}$$

1.4. Sistemas de sensado de carga en hidráulica móvil

En hidráulica móvil las bombas de pistones axiales con el sistema Load sensing son de bastante uso. Estos normalmente son implementados en los sistemas hidráulicos de transmisión, dirección o ambos, dependiendo del tipo de máquina en la que se encuentre.

1.4.1. Cargadores frontales

En los cargadores frontales se cuenta con este tipo de bomba en el sistema de dirección y de implementos. Uno de los cargadores frontales más usados en el medio local es el Caterpillar 950H, el cual tiene las siguientes características en su sistema hidráulico (Figura 1.8).

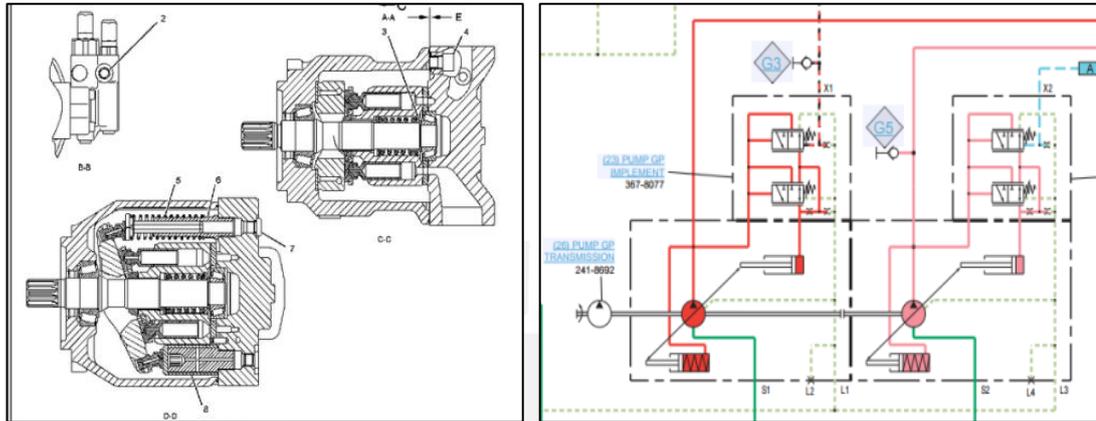


Figura 1.8. Bombas hidráulicas del Cargador Frontal 950H [3]

Como se puede ver en la imagen, ambas bombas giran (antihorario) a las mismas revoluciones ya que son coaxiales. La bomba de la parte izquierda es la del sistema de implementos, y la otra es la del sistema de dirección, las cuales tienen las siguientes características.

Desplazamiento (imp.) = 110 cc/rev

Ajuste de compensadora de presión (imp.) = 240 bar

Ajuste de compensadora de flujo (imp.) = 21 bar

Desplazamiento (dir.) = 74 cc/rev

Ajuste de compensadora de presión (dir.) = 206 bar

Ajuste de compensadora de flujo (dir.) = 24 bar

Estas bombas son accionadas por parte de la potencia del motor de combustión interna de la máquina, en este caso el del modelo CAT C7 ACERT de 147 kW de potencia.

1.4.2. Tractores

En los tractores se cuenta con este tipo de bomba en el sistema de implementos. En el caso del Tractor Caterpillar D8T, que también es uno de los más usados en el medio, se tienen las siguientes características (Figura 1.9).

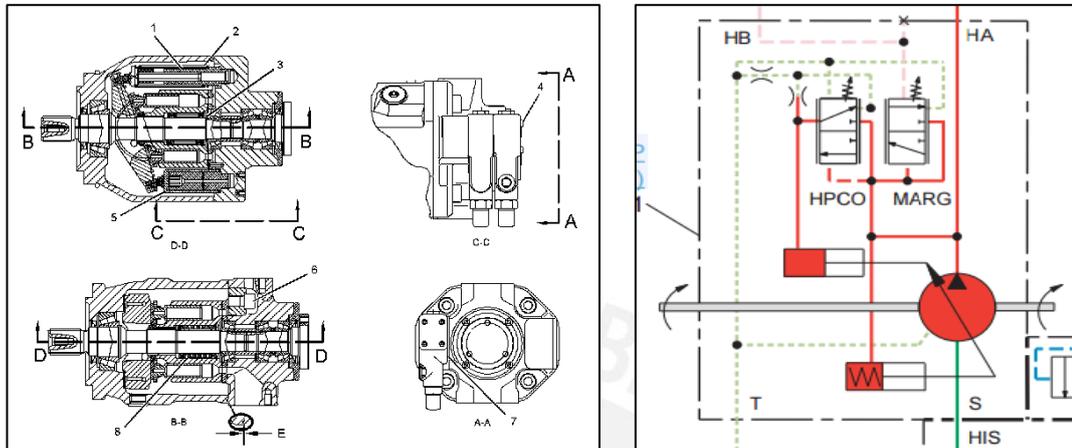


Figura 1.9. Bombas hidráulicas del Tractor D8T [4]

En este caso sí se pudo obtener los datos específicos de la bomba de implementos, los cuales son los siguientes.

Desplazamiento = 131 cc/rev

Ajuste de compensadora de presión = 240 bar

Ajuste de compensadora de flujo = 21 bar

Al igual que el caso anterior, ambas bombas son accionadas por parte de la potencia del motor de combustión interna de la máquina, en este caso el del modelo CAT C15 ACERT de 231 kW de potencia.

1.4.3. Perforadoras

En el caso particular de las perforadoras, se cuenta con este tipo de bombas en el sistema de implementos. Tomando como ejemplo la marca TAMROCK, cuyos datos se ven en la figura 1.10, se vio el uso de bombas de la marca Bosch Rexroth.

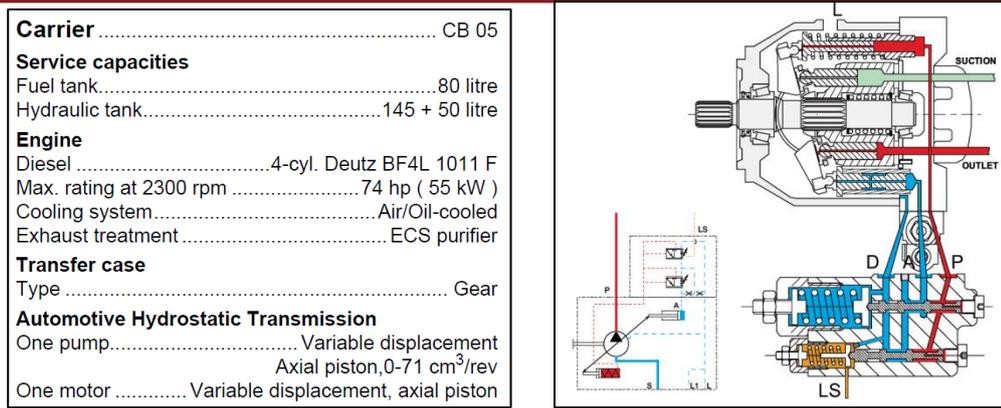


Figura 1.10. Bomba hidráulica de la Perforadora TAMROCK Axera D05 [5]

La perforadora funciona con una bomba de 71 cc/rev de desplazamiento. Esta bomba es accionada por medio de un motor de combustión interna de 55 kW a 2300 rpm, de forma que se puede obtener el caudal de salida de la bomba utilizando la ecuación 1.2:

$$Q\left[\frac{L}{min}\right] = V_g\left[\frac{cc}{rev}\right] \cdot n\left[\frac{rev}{min}\right] \tag{1.2}$$

$$Q = 71 * 2300 = 163300 \text{ cc/min} = 163.3 \text{ L/min}$$

1.5. Parámetros de medición

La bomba debe realizar diferentes pruebas para verificar su correcta marcha antes de cumplir su función en campo. Estas pruebas y ajustes deben someter a la bomba a las condiciones a las que normalmente trabaja. Estos se definieron en base al funcionamiento básico de este tipo de bombas, mostrado en un documento de la empresa Caterpillar [2].

1.5.1.Presión y caudal en reposo

La presión en reposo (stand by), se mide a la salida de la bomba, cuando no existe ningún obstáculo en el sistema, o sea, el aceite recircula libremente, lo cual es detectado por el sistema load sensing, de manera que este actúa en el plato basculante de la bomba, moviéndolo hacia un ángulo mínimo con respecto a la horizontal y dando el mínimo caudal. Se deben tomar datos de la presión en la salida de la bomba, la cual debe ser mínima y del caudal de salida, el cual debe ser mínimo.

1.5.2. Presión marginal

La presión marginal, es la diferencia de presión que existe entre la presión de salida de la bomba y la de la señal pilotada, la cual es la presión a la que está seteada el resorte de la compensadora de flujo. En este caso se deben tomar las presiones de salida de la bomba y la de entrada a la compensadora de flujo, de manera que la resta de estas debe ser el valor seteado en el resorte de la compensadora.

1.5.3. Presión y caudal en carga máxima

La presión máxima se da cuando el circuito se encuentra bloqueado en alguna parte del sistema, por lo tanto se activa la válvula compensadora de presión en el sistema load sensing, la cual actúa en el plato basculante, moviéndolo hacia un ángulo mínimo con respecto a la horizontal y reduciendo el caudal al mínimo. Finalmente, para este caso, se tiene que medir el valor de la presión máxima en el sistema y el valor del caudal a la salida de la bomba.

1.5.4. Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica es uno de los parámetros más determinantes de la bomba, ya que es un indicador directo de su buen funcionamiento interno. La eficiencia volumétrica de una bomba de pistones axiales tiene que estar siempre por encima del 70% [6], ya que si constantemente llega a este valor, el aumento de fugas internas eleva la temperatura haciendo que los pistones se dilaten, desapareciendo la película de lubricación entre estos y sus alojamientos, de tal forma que se genera la fricción (acero con acero) y toda la estructura interna podría fallar, quedando inoperativa. La figura 1.11 muestra estos casos de falla.



Figura 1.11. Fallas interna de bomba de pistones axiales [7]

Esta se sensará por medio de la toma de caudal de fugas de la bomba, mediante el uso de un medidor de caudal. El valor de la eficiencia se obtiene a partir de la ecuación 1.3.

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_L}{Q_{thP}} \quad (1.3)$$

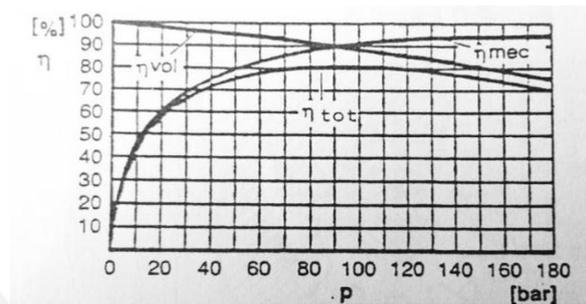


Figura 1.12. Diagrama Eficiencias vs. Presión [6]

1.6. Potencia requerida para el sistema

En base a lo investigado previamente en cuanto al estado de la tecnología del diseño a realizar y del funcionamiento de las bombas de pistones axiales con sensor de carga, se puede delimitar la capacidad del diseño en cuanto al desplazamiento de las bombas que pueda ser capaz de probar, tomando como límite un desplazamiento de 140 cc/Rev.

También, se determinó que la potencia del sistema motriz debería ser como mínimo de aproximadamente 90 kW, valor obtenido en base a los cálculos presentados a continuación, en los cuales se ve un estimado de la potencia hidráulica de las máquinas analizadas anteriormente.

Cargador Frontal 950H

Caudal de salida = 270 L/min

Ajuste de compensadora de presión = 240 bar

A partir del caudal de salida de la bomba de implementos y el ajuste de la compensadora de presión, se puede obtener la potencia estimada de la bomba perteneciente a este sistema, en el momento del pico de presión.

$$Potencia = \frac{270 * 240}{600} = 108 kW$$

Tractor D8T

Caudal de salida = 226 L/min

Ajuste de compensadora de presión = 240 bar

Con el dato del ajuste de compensadora de presión y el caudal de salida de la bomba se puede estimar la potencia de la bomba en el momento crítico de más alta presión.

$$Potencia = \frac{226 * 240}{600} = 90.4 \text{ kW}$$

Perforadora TAMROCK

Como se sabe que esta bomba es de la marca Bosch Rexroth, se pueden obtener los datos de presión máxima a los que puede funcionar del catálogo de fabricante (Figura 1.13) y luego determinar la potencia máxima estimada de la bomba.

Operating pressure range (when using mineral oil)	
Pressure at service line port B	
Nominal pressure p_{nom}	280 bar absolute
Maximum pressure p_{max}	350 bar absolute
Single operating period	2.0 ms
Total operating period	300 h

Figura 1.13. Datos de bomba de pistones axiales A10VO [8]

$$Q = 71 * 2300 = 163300 \text{ cc/min} = 163.3 \text{ L/min}$$

$$Potencia = \frac{163.3 * 350}{600} = 95.25 \text{ kW}$$

1.7. Lista de exigencias

Ahora se procederá a establecer los requerimientos que delimitarán el alcance del diseño del banco, separando diferentes características de la máquina entre deseos y exigencias. La tabla 1.1 muestra la lista elaborada.

Tabla 1.1. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Página 1 de 1
		Edición 1
Proyecto:	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS DE PISTONES AXIALES CON SENSOR DE CARGA DE HASTA 140 CC/REV	Fecha: 02/05/2016
Cliente:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Revisado por: B.B.G.
E	DENOMINACIÓN	RESPONSABLE
D		
E	FUNCIÓN PRINCIPAL: Probar el funcionamiento de una bomba hidráulica de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev. El mecanismo de limpieza y de refrigeración del aceite a usar no formarán parte del diseño.	E.M.J.S
E	FUERZA: El torque generado por la unidad motriz debe ser el suficiente como para probar bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev a un máximo de 2200 rpm. La estructura deberá de permanecer estable ante las fuerzas y vibraciones generadas durante el funcionamiento de toda la máquina. La presión máxima a la que llegará la máquina será de 280 bar. La presión máxima a la que podrá funcionar la bomba será de 350 bar.	E.M.J.S
E	ENERGÍA: La fuente de energía a utilizar será provista por medio de un motor de combustión interna o un motor eléctrico.	E.M.J.S
E	SEGURIDAD: La máquina se diseñará de tal modo que no ponga en peligro la integridad física del operario ni al medio ambiente. La máquina tendrá integrada las válvulas limitadoras de presión necesarias para asegurar la integridad del operario como la de la instalación en la que funcione.	E.M.J.S
E	FABRICACIÓN: La máquina podrá ser fabricada en talleres locales a partir de materiales y componentes fácilmente adquiribles en el medio local.	E.M.J.S
E	MONTAJE: La máquina podrá ser montada, instalada y desinstalada de manera sencilla en diferentes lugares.	E.M.J.S
E	MANTENIMIENTO: La máquina deberá tener fácil acceso para su mantenimiento y limpieza.	E.M.J.S
E	USO: En el caso del uso de un motor de combustión interna como sistem motriz, la máquina podrá ser utilizada hasta una altura máxima de 500 m.s.n.m para no ver afectada la potencia entregada por el motor y el funcionamiento integral de la máquina.	E.M.J.S
D	ERGONOMÍA: La disposición de los componentes de acuerdo a la geometría de la máquina será diseñada de tal forma que los usuarios puedan manejarlo de manera cómoda.	E.M.J.S
D	SEÑALES: La máquina podría tener señales de inicio del proceso, de nivel alto de presiones y hacer uso de dispositivos electrónicos para un control automático.	E.M.J.S
D	TRANSPORTE: La máquina tendrá puntos de anclaje que permitan el fácil transporte de este. Además, será fácil desensamblarla en caso no se cuente con salidas adecuadas.	E.M.J.S

CAPÍTULO 2

CONCEPTO DE SOLUCIÓN

2.1. Estructura de funciones

2.1.1. Caja negra

La representación de la Caja Negra en el proyecto describe la función total de la máquina mediante un proceso técnico desconocido el cual modifica las tres magnitudes básicas de entrada y salida en los procesos: Información, Materia y Energía.

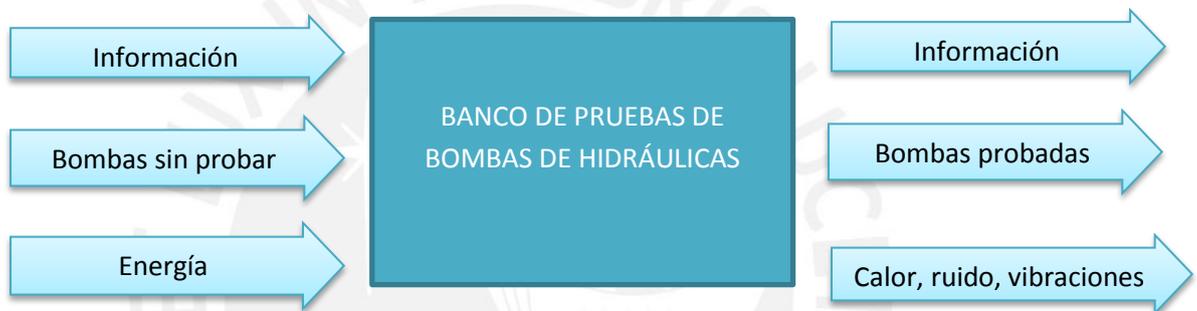


Figura 2.1. Caja Negra

2.1.2. Función Total y Parcial

A continuación se presenta la estructura de las funciones parciales necesarias para cumplir con la función total presentada anteriormente en la abstracción de la caja negra.

Desde el inicio como bombas sin probar, o sea, con un funcionamiento incierto, hasta el final como una bomba probada y lista para ser instalada y funcionar correctamente, los procesos que seguirán son los siguientes:

- **Acoplar:** Es la función en la cual se procede a introducir y asegurar la bomba en la máquina, esta tiene que estar fija, de forma que no pueda moverse en el momento de la prueba.
- **Accionar:** Esta función prosigue con el accionamiento de la unidad motriz, la cual pondrá en marcha el sistema hidráulico para poder realizar la siguiente función.
- **Sensar datos generales:** Mediante esta función se tomarán los datos generales de la máquina, como los del sistema motriz, sistema hidráulico y la bomba (ya se

empieza a tomar su primer parámetro de evaluación). Estos parámetros podrán ser: torque, velocidad, corriente, voltaje, presión, caudal, temperatura, etc.

- **Ajustar:** En esta función se realizarán los ajustes a la bomba y al sistema, en base a la información sensada previamente.
- **Generar demanda de flujo:** Por medio de esta función se exigirá que la bomba aumente la entrega de caudal al sistema, de tal forma que lo fuerce a mover el plato basculante al ángulo máximo.
- **Sensar presión y flujo:** Esta función se encarga de realizar la toma de datos en cuanto a la acción hecha previamente, midiendo los valores de presión y flujo de la bomba. Los valores sensados (en base a una prueba correcta) deben mostrar un caudal elevado y presiones no muy altas.
- **Generar carga:** Por medio de esta función se hará que la bomba sea sometida a una carga, de tal manera que esta disminuya su caudal moviendo su plato basculante al ángulo mínimo.
- **Sensar presión y flujo:** Esta función se encarga de realizar la toma de datos en cuanto a la acción hecha previamente, ahora haciendo la toma de presión de la señal proveniente de la carga y a la salida de la bomba, de forma que se pueda sensar la presión marginal. Los valores sensados deben mostrar un caudal mínimo y la presión marginal igual al valor seteado de la compensadora de flujo.
- **Generar sobrecarga:** Por medio de esta función se someterá al a bomba a un exceso de carga, de tal forma que se lleve a esta a presiones elevadas. Ante esta situación la bomba deberá responder por medio del accionamiento de su compensadora de presión, reduciendo su caudal mediante el movimiento de su plato basculante al ángulo mínimo.
- **Sensar presión y flujo:** Esta función se encarga de realizar la toma de datos en cuanto a la acción hecha previamente, midiendo los valores de presión y flujo de la bomba. Los valores sensados deben mostrar un caudal mínimo y presiones altas.
- **Sensar fugas:** Esta función consiste en sensar el flujo de fugas internas de la bomba, las cuales servirán para obtener la eficiencia volumétrica de la bomba.
- **Mostrar Datos:** Mediante esta función se podrán apreciar de forma visual, los valores de los parámetros más importantes durante la prueba.
- **Apagar:** Una vez finalizadas las pruebas, ajustes y toma de datos, se procede con apagar la unidad motriz de la máquina.
- **Desacoplar:** Ya con la unidad motriz fuera de trabajo, se retira, de forma segura, la bomba de la máquina. Con esto se da la finalización del proceso.

Estos procesos por separado tienen lugar en diferentes espacios de la máquina y cumplen ciertas funciones parciales las cuales se describirán inmediatamente, la elección de estos procesos se justificarán en la estructura de funciones. Cabe resaltar que hay una función extra que se realiza antes de que la bomba ingrese a la máquina, la cual es una recolección de información previa acerca del dispositivo a probar, por medio de esta se pueden saber ciertos parámetros de prueba y funcionamiento, provenientes del catálogo del fabricante o máquina.

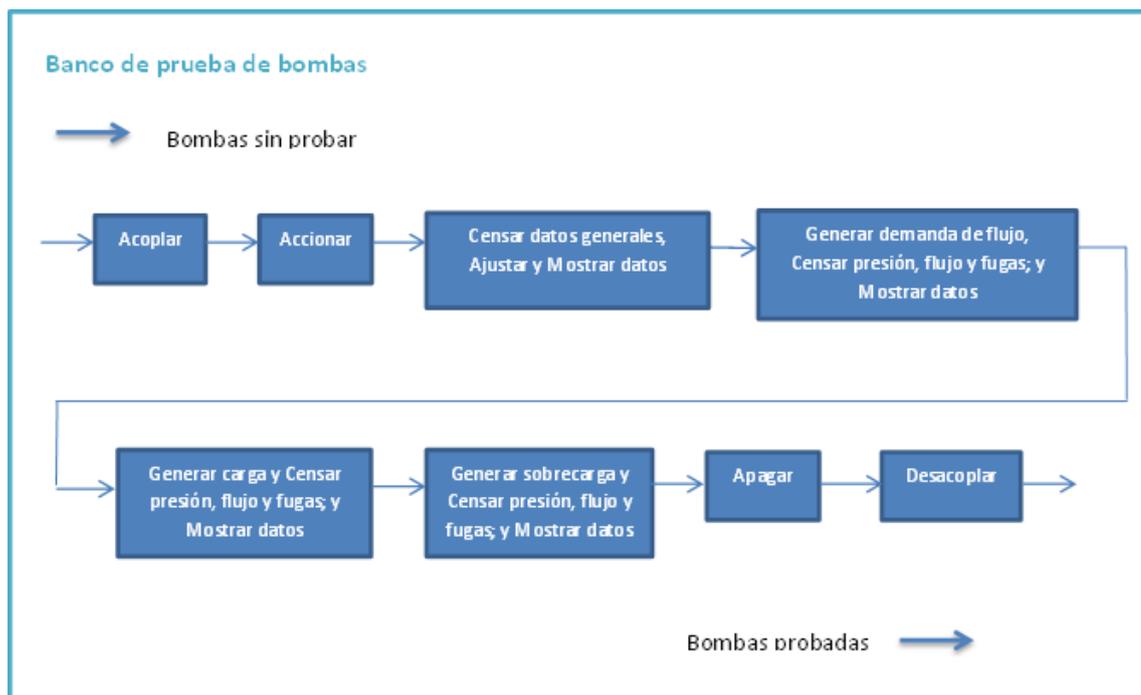


Figura 2.2. Estructura de funciones parciales

En cuanto a las funciones agrupadas, se vio que la forma más eficiente de llevar a cabo el proceso era delimitando las 4 situaciones principales (reposo, demanda de flujo, generación de carga y generación de sobrecarga) y agrupar las funciones de toma y muestra de datos a estas, ya que estas se hacen simultáneamente con la evaluación.

2.1.3. Representación de estructura de funciones

Finalmente queda definir la estructura de funciones, la unión más completa de las funciones parciales, teniendo en cuenta las tres magnitudes principales en los proyectos. Con esta queda definida la forma de resolver el problema y las etapas de la solución de este, o sea ya se tiene estructurada las etapas de funcionamiento de

la máquina, las mismas que probarán el correcto funcionamiento de las bombas a probar. La estructura de funciones parte del esquema presentado anteriormente de funciones parciales, a diferencia de que ahora se tiene un flujo de energía y otro de información, que complementan cada una de las funciones.

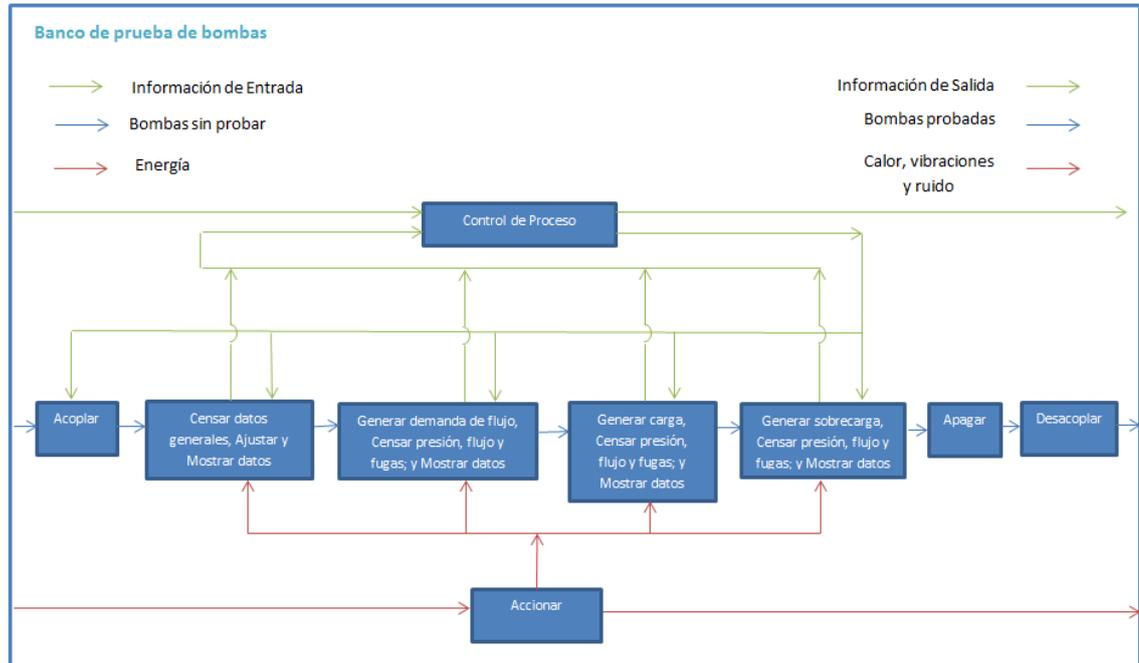
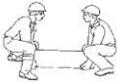
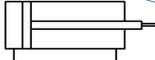
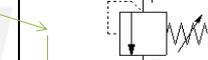
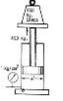
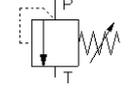
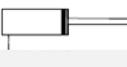
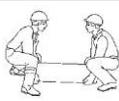


Figura 2.3. Estructura de funciones

2.2. Matriz morfológica

MATRIZ MORFOLÓGICA		Realizado por: Eric Jara Revisado por: Benjamin Barriga		
PROYECTO	BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS DE PISTONES AXIALES CON SENSOR DE CARGA DE HASTA 140 CC/REV			
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ				
FUNCIÓN PRINCIPAL	FUNCIÓN PARCIAL	PORTADOR DE FUNCIÓN		
		A	B	C
Alimentar y Acoplar	Alimentar	 Manualmente		
	Acoplar	 Manualmente		
Accionar	Accionar	 Manual MCI	 Manual Generador - ME	
Censar y Mostrar datos	Censar datos	 Inst. de medición analógicos	 Inst. de medición digitales	 Sensores y transductores
	Mostrar datos	 Inst. de medición analógicos	 Inst. de medición digitales	 Monitor de PC
Ajustar	Ajustar	 Manualmente		
Generar demanda de flujo	Generar demanda de flujo	 Apertura de cilindro hidráulico	 Apertura válv. reg. de caudal	 Apertura válvula limitadora
Censar y Mostrar presión, flujo y fugas	Censar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Transductor de presión
	Censar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Censar Fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Mostrar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC

Generar carga	Generar carga	 Peso en cilindro hidráulico	 Cierre parcial de válv. reg. de caudal	 Ajuste resorte de válv. limitadora
Censar y Mostrar presión, flujo y fugas	Censar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Transductor de presión
	Censar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Censar Fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Mostrar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC
	Generar sobrecarga	Generar sobrecarga	 Final de carrera cilindro hidráulico	 Cierre válv. reg. de caudal
Censar y Mostrar presión, flujo y fugas	Censar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Transductor de presión
	Censar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Censar Fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Transductor de flujo
	Mostrar presión	 Manómetro tipo Bourdon	 Manómetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar flujo	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC
	Mostrar fugas	 Rotámetro	 Caudalímetro digital	 Monitor de PC

Apagar	Apagar	 <p>Manual MCI</p>	 <p>Manual Generador - ME</p>	
Desacoplar	Desacoplar	 <p>Manualmente</p>		

2.3. Concepto de solución

A continuación se describirán y evaluarán los conceptos de solución obtenidos a partir de la matriz morfológica, de tal forma que se obtenga un concepto de solución óptimo. Cada uno de los esquemas hechos a partir de los conceptos de solución se encuentra en el Anexo 1.

2.3.1. Concepto de solución 1

Este concepto de solución, al cual le pertenecen las flechas azules, consta de un motor de combustión interna como sistema motriz, el cuál accionará la bomba a probar, esta se encuentra sujeta a la estructura por medio de una brida. Los instrumentos de medición de los parámetros de funcionamiento de la bomba son analógicos y se posicionan en un panel por encima del tanque de aceite, el cual está ubicado en la parte inferior. En este panel se tiene el tablero de conexión entre la bomba y la máquina. El sistema de demanda de flujo y generación de carga, se lleva a cabo por medio de una válvula reguladora de caudal y una válvula limitadora de presión, respectivamente. Así mismo, se tiene un tablero de control del motor de combustión interna.

2.3.2. Concepto de solución 2

Este concepto de solución, designado por las flechas rojas, consta de un generador de energía eléctrica que alimenta a un motor eléctrico, el cual servirá como sistema motriz de la bomba a probar. Los instrumentos de medición en este caso serán electrónicos, por medio de sensores y transductores de presión, flujo, temperatura, etc., por lo que se tendrá un monitor en el que se verá reflejados los parámetros importantes del sistema. El panel de conexión de la bomba se encuentra por la parte izquierda de la bomba de prueba. El sistema que genere la demanda de flujo y carga, será un cilindro hidráulico. Los parámetros de este motor (Voltaje, corriente y rpm) se pueden ver por medio de elementos de medición analógicos.

2.3.3. Concepto de solución 3

Este concepto de solución, al cual pertenecen las flechas naranjas, también consta de un generador de energía eléctrica que alimenta un motor eléctrico. En este caso se tiene el sistema de mando, encima del motor eléctrico, de forma que el banco sea más compacto. El sistema de medición de parámetros es por medio de instrumentación digital y al igual que el concepto anterior, se pueden ver los parámetros del motor por medio de instrumentación analógica, los cuales irán montados a un panel junto con el tablero de conexión de la bomba. Se tiene como sistema de demanda de flujo y carga, la apertura o cierre de una válvula reguladora de caudal.

2.3.4. Concepto de solución 4

Este último concepto de solución, representado por las flechas verdes, consta de un motor de combustión interna como sistema motriz. La bomba va sujeta a la estructura mediante una brida y las conexiones de la bomba dan por encima del tanque. Los datos son tomados electrónicamente y mostrados en pantalla, por medio del uso de sensores, transductores y un monitor. El panel de conexión de la bomba se encuentra por encima del tanque. También se tiene un sistema de demanda de flujo y generación de carga por medio de una válvula limitadora de presión. Se tiene un panel de control para el sistema hidráulico y el motor de combustión interna.

2.3.5. Evaluación de conceptos de solución

A continuación se evaluarán los conceptos de solución, teniendo en cuenta diferentes parámetros de comparación. Las principales diferencias que se encuentran en cada uno de los conceptos tienen que ver con el sistema motriz, sistema de generación de carga y el sistema de toma de datos. En la tabla 2.1 se puede apreciar la evaluación, siendo la mejor el concepto de solución 1 (Figura 2.4), la cual se desarrollará en los siguientes proyectos preliminares.

ME = Mot. eléctrico

CH = Cil. hidráulico

A = Analógico

MCI = Mot. comb. int.

RG = Reg. presión

D = Digital

LP = Limit. presión

E = Electrónico

Tabla 2.1. Evaluación de los conceptos de solución

N°	Criterio	SOLUCIÓN				Ideal
		1 ■	2 ■	3 ■	4 ■	
1	Función	3	1	2	3	4
2	Seguridad	3	2	3	3	4
3	Manipulación	3	2	3	3	4
4	Transportabilidad	3	1	2	3	4
5	Fácil Montaje	2	1	1	3	4
6	Calidad de Trabajo	3	2	3	3	4
7	Complejidad	3	1	2	1	4
8	Adquisición de materiales	3	1	2	3	4
9	Productividad	3	2	3	3	4
10	Costo de la tecnología	3	1	2	1	4
11	Fácil Mantenimiento	3	1	2	3	4
12	Costo de operación	3	1	2	3	4
	Acumulado	35	16	27	32	48

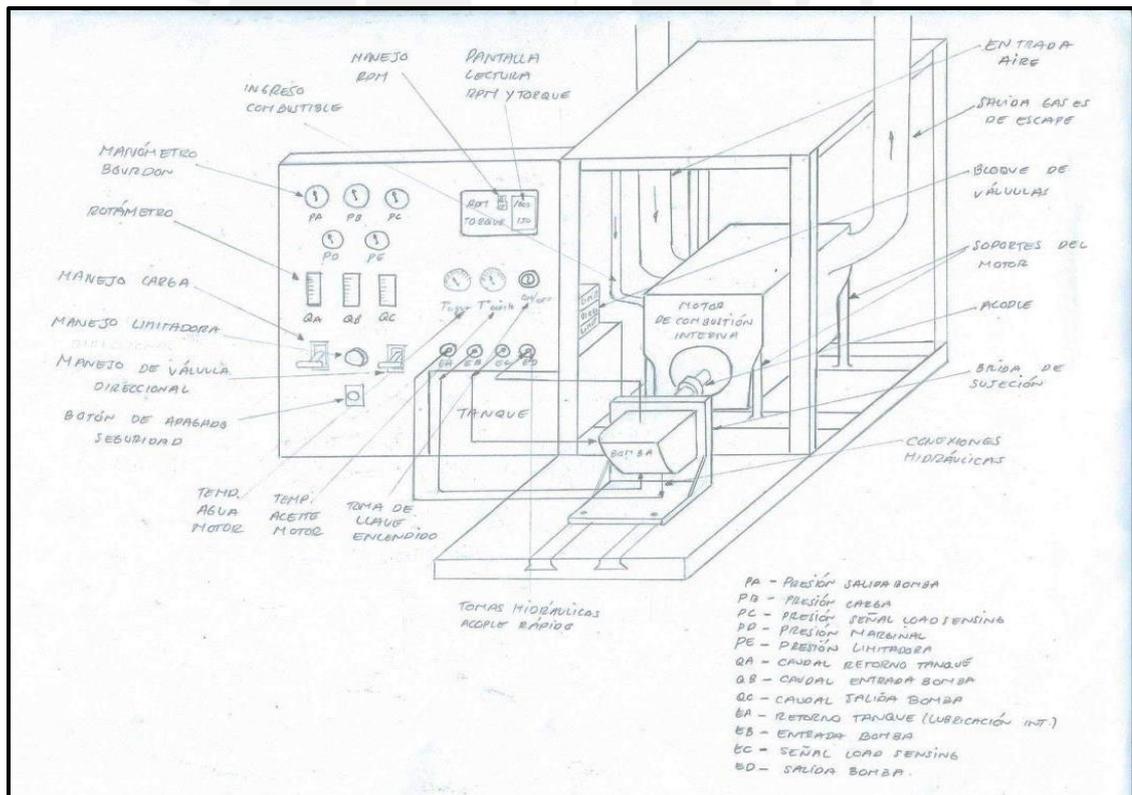


Figura 2.4. Concepto de solución óptimo

2.4. Proyecto preliminar

Habiendo ya determinado que el concepto de solución 1 es el mejor, se procede a especificar el funcionamiento de este proyecto y a desarrollar algunas mejoras, para luego llevarlas a una evaluación más detallada en donde los criterios técnicos y económicos se tomarán en cuenta.

En primer lugar, se analizó el hecho de que el motor de combustión interna nos brinda un solo sentido de giro, limitando la evaluación únicamente a bombas que funcionan a solo un tipo de sentido, siendo económicamente ineficiente ante la inversión que se hará en la fabricación de la máquina. Por ende, se tuvo que analizar una solución ante este problema, siendo la mejor el uso de una transmisión hidrostática entre el sistema motriz y la bomba a probar.

2.4.1. Transmisión hidrostática

Una transmisión hidrostática traslada potencia por medio del uso en conjunto de una bomba hidráulica, accionada por un sistema motriz, y un motor hidráulico [9]. Estos pueden funcionar en un circuito abierto o cerrado (Figura 2.5). La bomba se encarga de transformar la potencia mecánica (provista por el sistema motriz principal) en potencia hidráulica, la cual es trasladada, por medio del aceite, al motor hidráulico que transforma esta presión y caudal en potencia mecánica nuevamente. La bomba tiende a ser de caudal variable, ya que con esto logra manejarse la velocidad del motor.

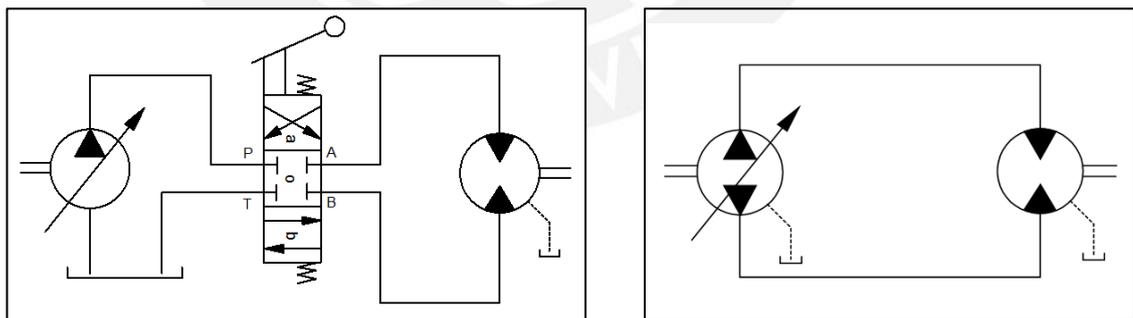


Figura 2.5. Transmisión hidrostática de circuito abierto (izquierda) y circuito cerrado (derecha)

[10]

En este caso se trabajará con un circuito cerrado, el cual usa una bomba bidireccional para manejar el sentido del motor, porque se logra evitar el uso de la válvula direccional y el aumento del volumen del tanque. La figura 2.5 muestra un esquema básico, ya que para el correcto funcionamiento de este se necesitan

agregar equipamientos adicionales, los cuales serán mencionados a continuación en base a la figura 2.6.

- Válvula de alivio de cruce: es una válvula limitadora para el lado de alta presión, pero como la bomba a usar es bidireccional, se colocan dos ya que el lado de alta podría estar en cualquiera de los dos lados. Se colocan por un tema de seguridad.
- Sistema de descarga: este consta de una válvula de lanzadera y una de alivio. La de lanzadera se encarga de abrir paso al aceite del lado de baja presión para que descargue a la válvula de alivio, la cual ejerce una contrapresión. Una vez pase por la válvula de alivio, el aceite cumple la función de refrigerar y arrastrar impurezas en el sistema interno del motor y bomba hidráulicos, para luego regresar al tanque.
- Sistema de carga: el cual consta de la bomba de carga, la válvula de alivio de carga y las válvulas de compensación. Estos se encargan de reponer el aceite perdido por el sistema de descarga y por las fugas internas del motor y la bomba. Si no se repusiera el aceite, podrían haber problemas de cavitación.

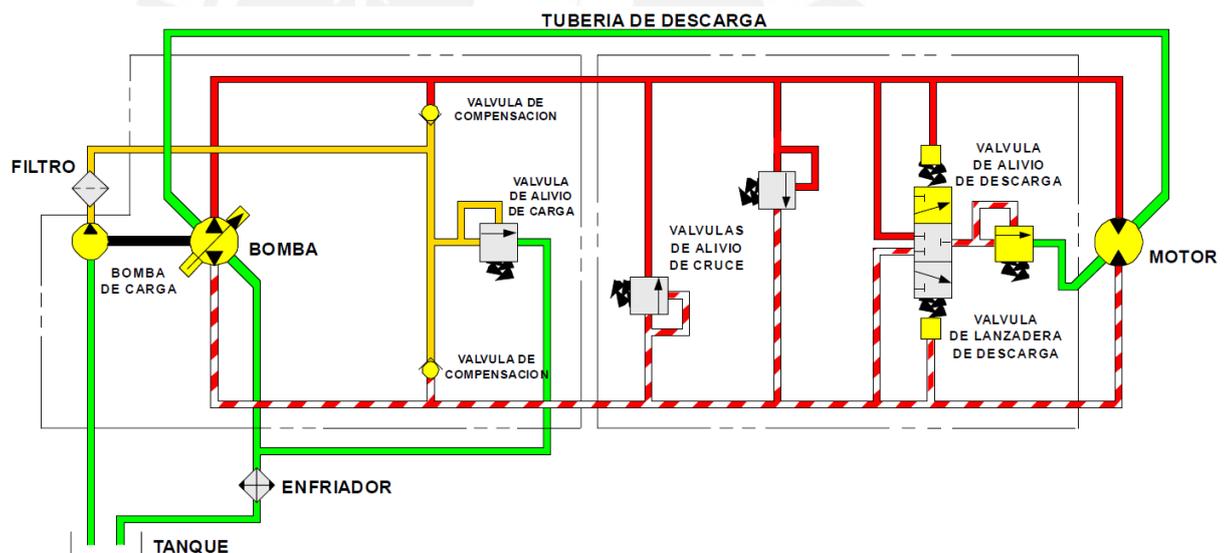


Figura 2.6. Diagrama hidráulico de transmisión hidrostática circuito cerrado [11]

2.4.2. Evaluación técnico – económica.

Ahora se procedió a analizar las variantes hechas al concepto de solución óptimo, de tal forma que se evalúen en base a criterios técnicos y económicos. Los proyectos preliminares se diferencian principalmente en la disposición de los equipos dentro de la estructura y del uso del sistema de transmisión hidrostática, explicado previamente. Los esquemas de los proyectos preliminares se pueden encontrar en el Anexo 2.

Proyecto preliminar 1

Este proyecto preliminar, básicamente, mantiene la estructura del concepto de solución óptimo. En este caso se tiene el panel de instrumentación en la parte izquierda de la máquina, junto con el tanque de aceite, el cual está ubicado en la parte inferior, por debajo de la posición de la bomba a probar. Así mismo, el motor se encuentra en la parte central de la máquina junto al tanque hidráulico.

Proyecto preliminar 2

Como segunda opción se implementa el sistema de transmisión hidrostática, manteniendo la posición central del motor y adicionando una mesa de trabajo en la cual se posiciona la bomba de prueba. El tanque se ubica en la parte superior de la estructura, por encima del motor y soporta el bloque de válvulas; por otro lado, el panel de instrumentación es trasladado a la parte lateral de la máquina y el panel de conexión de la bomba a la altura del tanque.

Proyecto preliminar 3

El último proyecto es parecido al anterior, a diferencia de la posición del motor, ya que este ahora se ubica en la parte trasera, y la transmisión hidrostática ocupa el espacio en el que anteriormente estaba este, aprovechando mejor el espacio y evitando la transferencia de calor directa al aceite. Además el bloque de válvulas está ubicado en la parte central de la máquina, entre la bomba y motor hidráulico de la transmisión hidrostática.

A continuación se muestra la evaluación hecha a estas tres opciones en las tablas 2.2 y 2.3.

Tabla 2.2. Evaluación técnica de los proyectos preliminares

Variantes de Proyectos			P1		P2		P3		Solución Ideal	
			p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	20	1	20	2	40	3	60	4	80
2	Productividad	20	1	20	3	60	3	60	4	56
3	Calidad de Trabajo	14	1	14	2	28	3	42	4	56
4	Fácil Mantenimiento	12	3	36	2	24	2	24	4	48
5	Manipulación	12	2	24	2	24	3	36	4	48
6	Fácil Montaje	10	3	30	2	20	2	20	4	40
7	Complejidad	10	3	30	3	30	2	20	4	40
8	Transportabilidad	8	3	24	2	16	2	16	4	32
Puntaje máximo Σp ó Σgp			17	198	18	242	20	278	32	400
Valor técnico Xi				0.495		0.605		0.695		1

Tabla 2.3. Evaluación económica de los proyectos preliminares

Variantes de Proyectos			P1		P2		P3		Solución Ideal	
			p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de Fabricación	24	3	72	3	72	3	72	4	96
2	Costo de la Tecnología	18	3	54	2	36	2	36	4	72
3	Costo de Mantenimiento	18	1	18	1	18	2	36	4	72
4	Adquisición de Materiales	15	3	45	3	45	3	45	4	60
5	Costo de Operación	15	2	30	2	30	3	45	4	60
6	Costo de Montaje	10	3	30	2	20	2	20	4	40
Puntaje máximo Σp ó Σgp			15	249	13	221	15	254	24	400
Valor económico Y_i				0.6225		0.5525		0.635		1

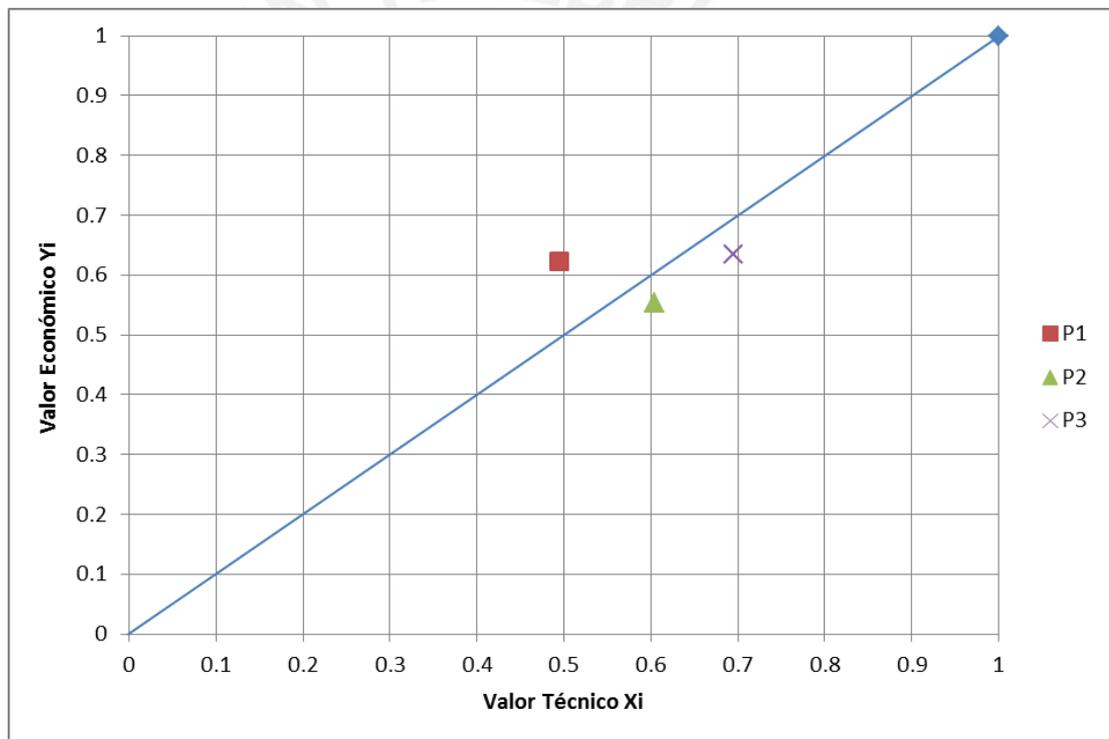


Figura 2.7. Evaluación Técnica – Económica de los proyectos preliminares

2.4.3. Proyecto definitivo

Finalmente, viendo el diagrama de evaluación (Figura 2.7) se puede apreciar que la solución que se acerca más a la recta ideal y al punto (1; 1) es la del proyecto preliminar 3. Esta evaluación refleja principalmente que la mejor opción para la función principal que cumple la máquina es el uso de la transmisión hidrostática, ya que se abarca la gama completa de tipos de bomba dentro de la capacidad delimitada, además la posición del tanque en la parte superior nos permite un

ahorro de espacio en la máquina, de forma que se le da una ventaja al operario en el manejo de este. Por último, el motor de combustión interna se encuentra en la parte trasera de la máquina, lo cual ayuda a que el calor se disipe en el ambiente y no afecte directamente al aceite del sistema hidráulico. En la figura 2.8 se aprecia el esbozo del proyecto definitivo y en la imagen 2.9 el esquema hidráulico perteneciente a este.

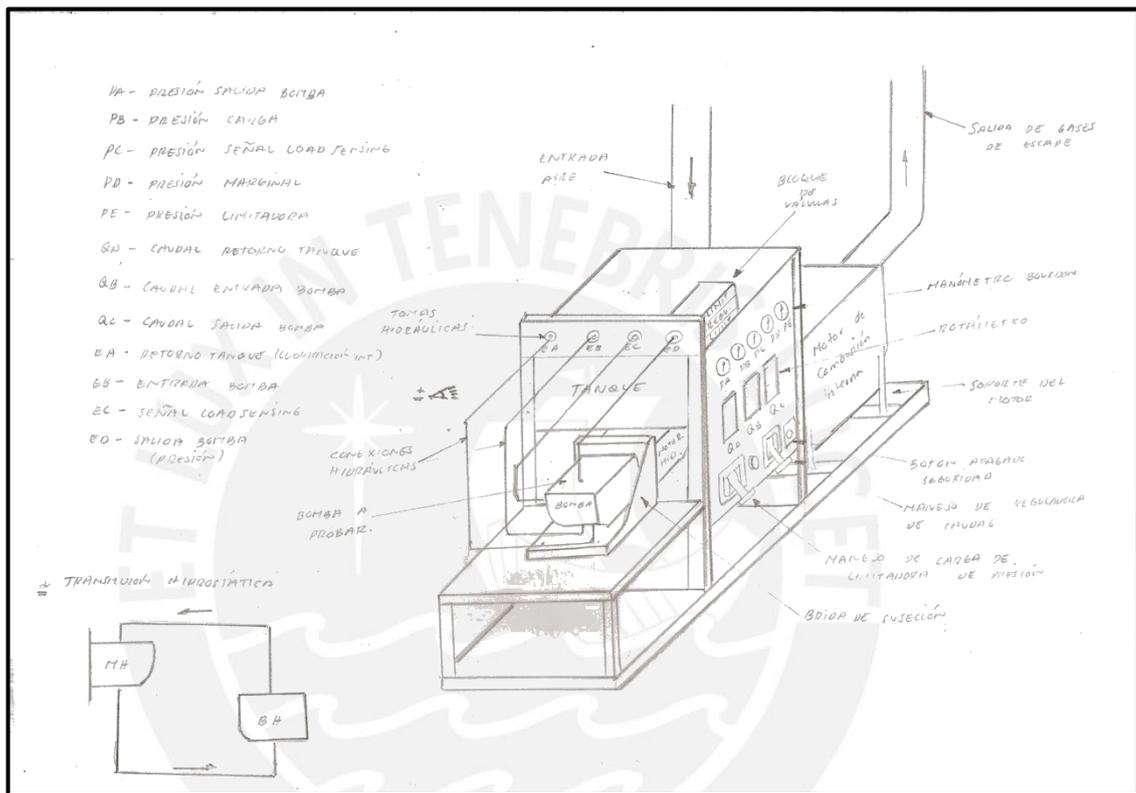


Figura 2.8. Proyecto definitivo

En la figura 2.9 se puede apreciar el circuito hidráulico de la máquina, el cual está dividido en tres partes importantes: el sistema motriz, la transmisión hidrostática y el sistema de pruebas. Cada una de las válvulas contenidas en el sistema, cumple una función importante para el correcto funcionamiento de la máquina en general. A continuación se dará una explicación general de cada una de estas partes.

Sistema motriz: Este implemento fue definido previamente como un motor de combustión interna, se encargará de generar la potencia y transmitirla a la bomba del sistema de transmisión hidrostática.

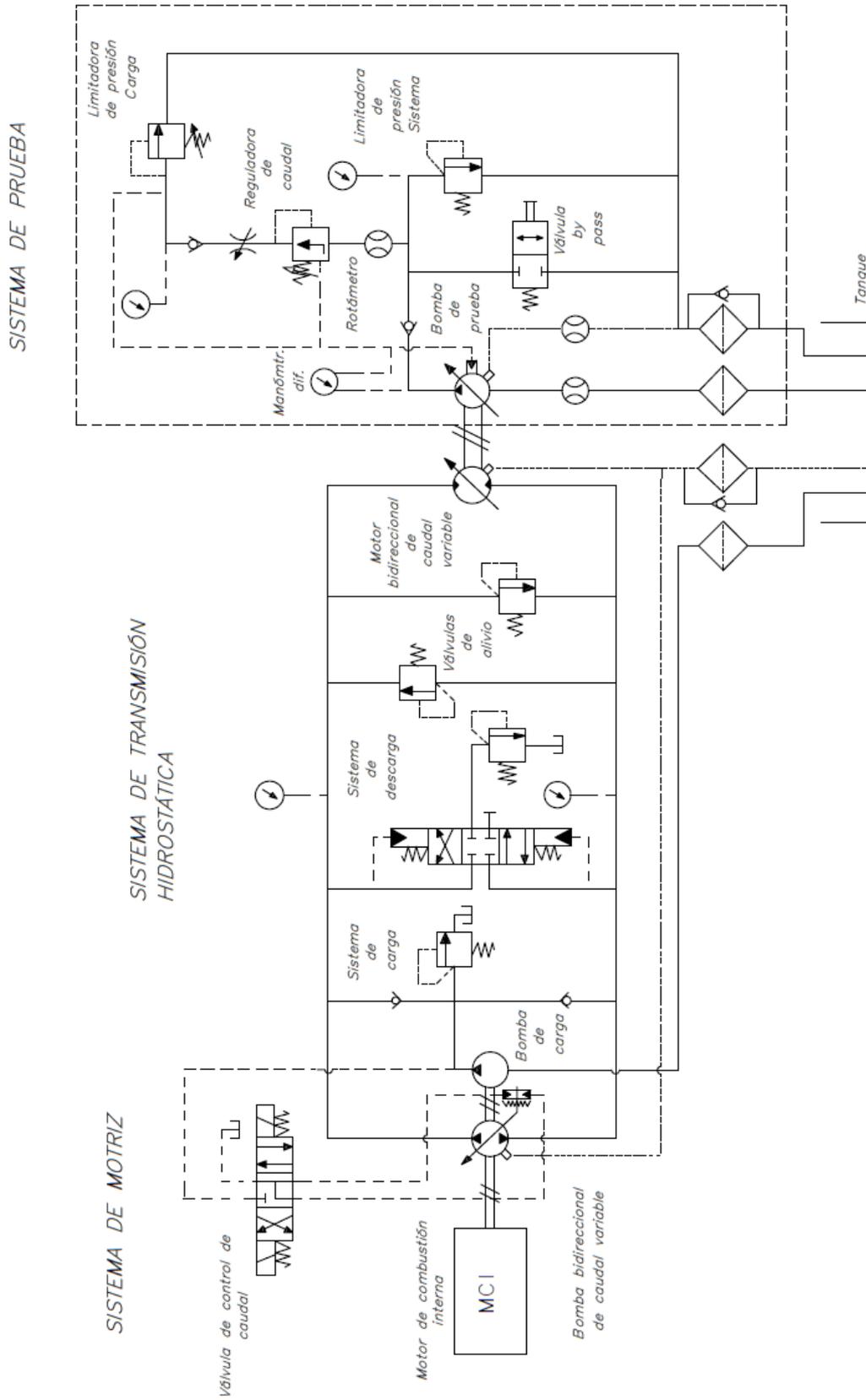


Figura 2.9. Diagrama hidráulico del proyecto preliminar

Transmisión hidrostática: Se encarga de transmitir la potencia generada por el motor a la bomba que se quiere probar. Las válvulas utilizadas dentro de este sistema ya fueron explicadas en la sección 2.4.1, en adición a esas se puso un sistema de control de caudal de la bomba de este sistema (plato basculante), el cual funciona mediante una válvula direccional con accionamiento por solenoide que maneja una señal de presión de la bomba de carga y la lleva a mover el plato basculante de la bomba. Además, en cuanto al control de esta parte de la máquina, se tiene que sensor la presión en el lado de alta, pero como este puede estar en cualquiera de las dos líneas principales, se pusieron 2 manómetros respectivamente.

Sistema de prueba: Este se encarga de poner a la bomba en las diferentes etapas de la prueba que se ha definido anteriormente. Primero se aprecia la bomba a probar, seguida por un rotámetro y una reguladora de caudal, la cual se encarga de generar la demanda de caudal en la prueba. Luego, se tiene la limitadora de presión principal, que se encargará de generar las diferentes cargas a la bomba; por otro lado, también se tiene otra limitadora de presión, en una zona más inferior del diagrama, esta es la del sistema, seteada a un valor más alto que la de carga. Finalmente se tiene la instrumentación, que se utilizarán para la toma de data en la prueba. La instrumentación en esta parte de la máquina es fundamental, por lo que se tienen 2 manómetros para sensor la presión de carga y presión del sistema, 1 manómetro diferencial para sensor la presión marginal y 3 caudalímetros para registrar el caudal de succión, salida y fugas.

2.5. Proceso de prueba

Ahora se procederá a definir los pasos de evaluación a seguir en el sistema hidráulico, viendo cómo es que responde la bomba a evaluar ante cada uno de estos. Además, para esto se asume que el sistema de transmisión hidrostática está regulado de manera correcta, junto con las válvulas compensadoras de presión y flujo de la bomba de prueba. Las imágenes del funcionamiento de la bomba en cada prueba, se encuentran en el Anexo 3

1) El primer paso es acoplar la bomba de prueba al sistema, mediante la brida de sujeción. Así mismo, se tienen que realizar todas las conexiones hidráulicas de la bomba al sistema. En esta instancia, la bomba se encuentra apagada, de manera

que su plato basculante se encuentra al máximo ángulo y sus componentes sin ninguna señal de presión.

2) Luego, se procede a cerrar totalmente la estranguladora de caudal, abrir la válvula direccional 2/2 (que da el retorno al tanque) y encender el sistema motriz, ya que se necesita hacer recircular el aceite sin elevar la presión. De esta manera, se logra evaluar la bomba en un estado de reposo (stand by). En esta situación se tiene que verificar que el caudal entregado sea mínimo, ya que no hay presión en el conducto de señal de la bomba y el plato basculante se encuentra en su ángulo mínimo.

Comprobar esta situación viendo:

- Rotámetro de salida: que el flujo sea mínimo a comparación del de fugas.
- Rotámetro de fugas: que el flujo sea considerable en comparación al anterior y casi igual al de succión.
- Presión de carga: debe ser nula.

3) A continuación se prueba la bomba ante una demanda de flujo, para esto se debe cerrar la válvula direccional 2/2, regular la limitadora de presión al mínimo y se abre la válvula estranguladora de caudal al máximo, de esta forma el conducto de señal tendrá un valor de presión que comunique a la válvula compensadora de flujo, logrando hacer que el ángulo del plato basculante se eleve y aumente el caudal.

Comprobar esta situación viendo:

- Rotámetro de salida: que el flujo sea máximo.
- Rotámetro de fugas: que el flujo de fugas sea mínimo.
- Manómetro diferencial: que sea la presión marginal determinada por el resorte de la compensadora de flujo.
- Manómetro de carga: debe ser la mínima seteada en el resorte de la limitadora de presión.

4) Ahora se aumenta la carga de la bomba, elevando el ajuste del resorte de la limitadora de presión cada 50 bar hasta los 250, con un tiempo intermedio de 1 minuto, ya que se debe dejar que establezca la bomba en cada salto de presión. Por ejemplo, para el primer salto de presión de carga a 50 bar, la compensadora de flujo recibirá un aumento de presión de la señal, actuando sobre el plato basculante de la bomba y reduciendo su ángulo y caudal. Esta acción sucede por un momento

(luego la bomba recupera su presión marginal y se estabiliza) y se va repitiendo en cada aumento de presión.

Comprobar esta situación viendo en cada salto de presión:

- Rotámetro de salida: que el flujo sea el mínimo.
- Rotámetro de fugas: que el flujo de fugas se eleve por ese instante.
- Manómetro diferencial: que sea la presión marginal determinada por el resorte de la compensadora de flujo.
- Manómetro de carga: debe ser la carga a la que se ajustó el resorte de la limitadora.

5) Finalmente, se prueba la bomba ante una sobrecarga de 280 bar, la cual es la presión máxima de funcionamiento de esta bomba según catálogo. Para esto ajustaremos el resorte de la limitadora de presión a este valor, de esta forma se logrará que la presión de salida de la bomba y la de señal sean iguales, forzando a la válvula compensadora de presión a mover su carrete y enviar una señal de presión que mueve al plato basculante al mínimo. Esta acción se lleva a cabo por un lapso corto de tiempo de entre 10 y 20 segundos, ya que se está trabajando con un valor alto de presión. Esta prueba finaliza aliviando el resorte de la limitadora a su valor mínimo y apagando el sistema motriz.

Comprobar esta situación viendo:

- Rotámetro de salida: que el flujo sea el mínimo.
- Rotámetro de fugas: que el flujo de fugas se eleve por ese instante.
- Manómetro diferencial: que sea la presión marginal sea casi nula.
- Manómetro de carga: debe ser de 280 bar.

Cabe resaltar que en cada paso de la prueba se puede obtener la eficiencia volumétrica a partir de la relación del caudal teórico y el caudal de fugas visto en uno de los rotámetros. Además, en cada situación de la evaluación se debe tener en cuenta los valores de presión del sistema y de la línea de alta presión, mostrados en sus respectivos manómetros.

CAPÍTULO 3

SELECCIÓN DE EQUIPOS DE POTENCIA

3.1. Circuito hidráulico

La selección de los equipos de potencia partirá a través del circuito hidráulico del proyecto definitivo (Figura 3.1). Primero se seleccionarán los equipos de transmisión de potencia (transmisión hidrostática, acoples y motor de combustión interna) para luego seguir con los componentes hidráulicos del sistema de pruebas, equipos de instrumentación, el cálculo de la estructura y finalmente con lógica de control de la máquina.

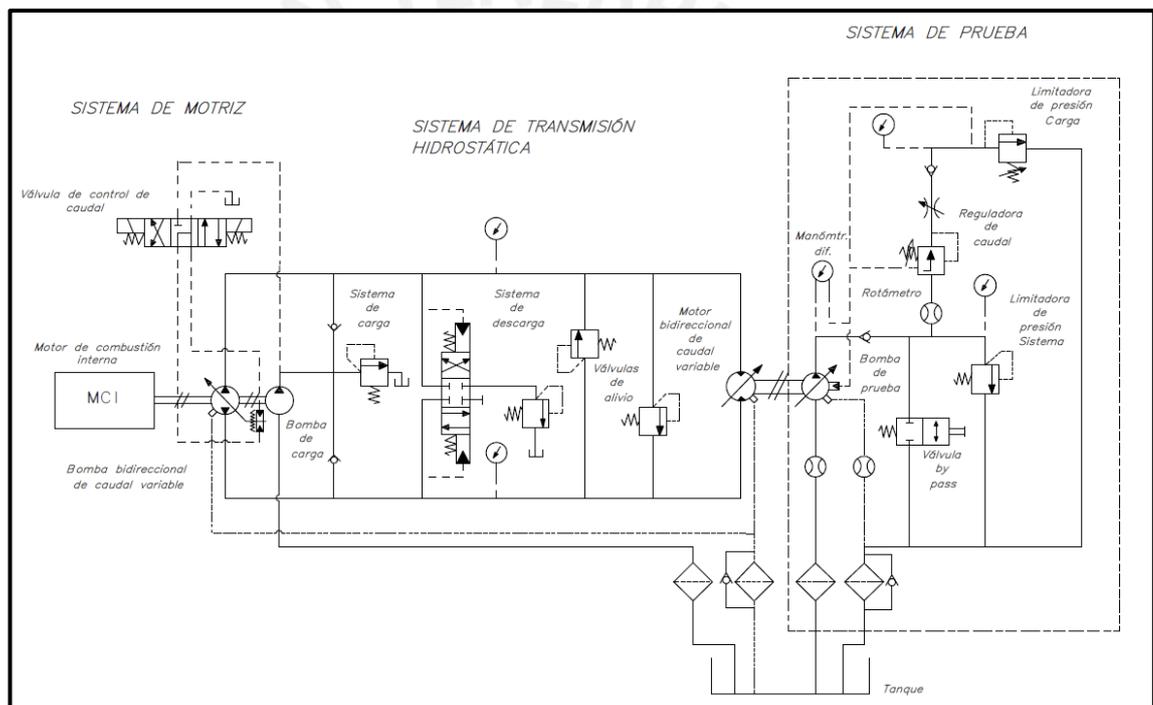


Figura 3.1. Diagrama hidráulico del proyecto preliminar

3.2. Cálculo y selección de equipos de la transmisión hidrostática

La transmisión de potencia se lleva a cabo de un sistema de transmisión hidrostática entre el motor de combustión interna y la bomba a probar, ya que se necesita manejar el sentido de giro a la hora de la prueba. La selección de equipos partirá en base de los datos de la bomba más grande que se pueda probar en el banco, el cual es la A10VSO140 de la marca Bosch Rexroth. Sus datos son los siguientes:

Tabla 3.1 Especificaciones bomba de pistones axiales A10VSO

Size	NG		71	100	140	180	
Displacement, geometric (per revolution)	$V_{g \max}$	cm ³	71.1	100	140	180	
Maximum speed ¹⁾							
at $V_{g \max}$	n_{nom}	rpm	2550	2300	2200	1800	
Flow							
at n_{nom} and $V_{g \max}$	$q_{v \max}$	l/min	181	230	308	324	
Power at $\Delta p = 280$ bar							
at n_{nom} and $V_{g \max}$	P_{\max}	kW	85	107	144	151	
Torque ¹⁾							
at $V_{g \max}$ and							
	$\Delta p = 280$ bar	T_{\max}	Nm	317	446	624	802
	$\Delta p = 100$ bar	T	Nm	113	159	223	286
Rotary stiffness drive shaft	S	c	Nm/rad	71884	121142	169537	171107
	R	c	Nm/rad	76545	-	-	-
	U	c	Nm/rad	-	91093	-	-
	W	c	Nm/rad	-	101847	-	-
Moment of inertial rotary group	J_{TW}	kgm ²	0.0087	0.0167	0.0242	0.033	
Filling capacity	V	L	1.6	2.2	3.0	2.7	
Mass (12N00 without through drive) approx.	m	kg	36.5	55	70	-	
Mass (12Kxx) approx.	m	kg	47	69	73	-	
Mass (22Uxx) approx.	m	kg	-	-	-	78	

Los valores de caudal, torque y potencia están evaluados idealmente en la tabla, por lo que calcularemos los verdaderos valores de caudal y torque, por medio de las ecuaciones 3.1 y 3.2. Estas fórmulas utilizan la eficiencia volumétrica, hidromecánica y total, para hallar estos valores. Generalmente, las eficiencias volumétrica e hidromecánica oscilan entre 90 y 95 % [6], en este caso se tomará el valor de 90% para ambas, ya que las bombas a probar no son nuevas.

$$q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad (3.1)$$

$$q_v = \frac{140 \cdot 2200 \cdot \eta_v}{1000} = 308 * 0.9 = 277.2 \text{ l/min}$$

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{hm}} \quad (3.2)$$

$$T = \frac{140 \cdot 280}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{hm}} = \frac{624}{0.9} = 693.3 \text{ N.m}$$

Y siendo la eficiencia total:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (3.3)$$

$$\eta_t = 0.9 \cdot 0.9 = 0.81$$

La potencia que necesitará la bomba será:

$$P = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad (3.4)$$

$$P = \frac{308 \cdot 280}{600 \cdot 0.81} = 177.7 \text{ kW}$$

Los datos más importantes de este equipo, junto con los de los siguientes componentes a seleccionar se encuentran en el Anexo 4.

3.2.1. Motor hidráulico de caudal variable

Ahora que se tiene la potencia y el torque necesarios de la bomba, podemos seleccionar el motor hidráulico. Primero despejamos la cilindrada del motor a partir del torque necesario para accionar la bomba a probar; para esto ya se ha predefinido que la diferencia de presiones entre la línea de alta y baja presión del circuito cerrado de transmisión hidrostática irá variando con respecto al tamaño de la bomba que se quiera probar, en el caso de la A10VSO140 será de 400 bar [12]. Además, se asumirán los mismos valores de eficiencia que se tomaron en la bomba. El motor hidráulico a seleccionar será de caudal variable, ya que las rpm se manejarán en primera instancia a partir de la bomba de caudal variable, pero, para no tener que seleccionar una bomba muy grande para obtener grandes velocidades, se opta por reducir la cilindrada del motor hidráulico. La ecuación 3.5 muestra el torque dado por el motor hidráulico.

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm}}{20\pi} \quad (3.5)$$

Reemplazando los valores:

$$693.3 = \frac{V_g \cdot 400 \cdot 0.9}{20\pi}$$

$$V_g = 121 \text{ cc/rev}$$

En base a esta cilindrada seleccionamos el motor, este será del modelo A6VM el cual es del tipo de pistones axiales y caudal variable de la marca Bosch Rexroth. Del catálogo se seleccionó el de 140 cc/rev.

Tabla 3.2 Especificaciones motor de pistones axiales A6VM

Tamaño nominal	TN	28	55	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
Cilindrada geométrica ¹⁾ , por rotación	V_g máx cm ³	28.1	54.8	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
	V_g mín cm ³	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	V_g x cm ³	18	35	51	68	88	61	76	188	270	377	762
Velocidad de rotación máxima ²⁾ (respetando el caudal máximo admisible)												
para V_g máx	n_{nom} min ⁻¹	5550	4450	3900	3550	3250	3100	2900	2700	2240	2000	1600
para $V_g < V_{g,x}$ (ver diagrama abajo)	$n_{máx}$ min ⁻¹	8750	7000	6150	5600	5150	4900	4600	3600	2950	2650	1600
para $V_{g,0}$	$n_{máx}$ min ⁻¹	10450	8350	7350	6300	5750	5500	5100	3600	2950	2650	1600
Caudal ³⁾												
para n_{nom} y V_g máx	q_v máx L/min	156	244	312	380	455	496	580	675	795	1000	1600
Torque ⁴⁾												
para V_g máx y $\Delta p = 400$ bar	T Nm	179	349	509	681	891	1019	1273	-	-	-	-
para V_g máx y $\Delta p = 350$ bar	T Nm	157	305	446	596	778	891	1114	1391	1978	2785	5571
Resistencia a torsión												
V_g máx hasta $V_g/2$	$c_{mín}$ KNm/rad	6	10	16	21	34	35	44	60	75	115	281
$V_g/2$ hasta 0 (interpolado)	$c_{máx}$ KNm/rad	18	32	48	65	93	105	130	181	262	391	820
Momento de inercia accionamiento rotativo	J_{TW} kgm ²	0.0014	0.0042	0.008	0.0127	0.0207	0.0253	0.0353	0.061	0.102	0.178	0.55
Aceleración angular máxima	α rad/s ²	47000	31500	24000	19000	11000	11000	11000	10000	8300	5500	4000
Volumen de llenado	V L	0.5	0.75	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.0	5.0	7.0	16.0
Masa (aprox.)	m kg	16	26	34	47	60	64	80	100	170	210	430

Los datos de la tabla a una diferencia de presión de 400 bar, se procede a calcular los verdaderos valores con las eficiencias, ya que se necesita comprobar que el torque entregado por el motor sea mayor al necesario para accionar la bomba a probar, en el momento de su pico máximo de presión, el cual es de 693.3 N.m. Para esto se trabajará con una cilindrada, un poco mayor a la obtenida por el cálculo, de 125 cc/rev ya que es regulable en el motor hidraulico. Utilizaremos la ecuación 3.6 para hallar el caudal necesitado por el motor hidráulico.

$$q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} \tag{3.6}$$

$$q_v = \frac{125 \cdot 2200}{1000 \cdot 0.9} = 305.5 \text{ l/min}$$

Ahora comprobamos el torque en base al dato anterior:

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm}}{20\pi} = \frac{125 \cdot 400 \cdot 0.9}{20\pi} = 716.2 \text{ N.m} > 693.3 \text{ N.m}$$

3.2.2. Bomba hidráulica de caudal variable

En el caso de la bomba, el caudal entregado y la diferencia de presiones entre la línea de alta y baja son datos similares que manejan el motor y la bomba hidraulica. Primero obtenemos la potencia necesaria de la bomba .

$$P = \frac{305.5 \cdot 400}{600 \cdot 0.81} = 251.4 \text{ kW}$$

Con esta potencia ya se puede seleccionar la unidad motriz encargada de accionar la bomba, que en este caso será un motor de combustión interna. Ahora se procederá a despejar el valor de la cilindrada a partir del caudal a entregar por la bomba, tomando una velocidad de 2000 rpm:

$$305.5 = \frac{V_g \cdot 2000 \cdot 0.9}{1000}$$

$$V_g = 169.7 \text{ cc/rev}$$

En base a esta cilindrada seleccionamos la bomba, esta será del modelo AA4VG la cual es del tipo de pistones axiales y de caudal variable de la marca Bosch Rexroth. Del catálogo se seleccionó el de 180 cc/rev (ver tabla 3.3).

Tabla 3.3 Especificaciones bomba de pistones axiales AA4VG

Size			28	40	56	71	90	125	180	250		
Displacement	$V_{g \max}$	in^3	1.71	2.44	3.42	4.33	5.49	7.63	10.98	15.25		
		cm^3	28	40	56	71	90	125	180	250		
boost pump (at $p = 290 \text{ psi} / 20 \text{ bar}$)	$V_{g \text{ Sp}}$	in^3	0.37	0.52	0.71	1.20	1.20	1.73	2.43	3.20		
		cm^3	6.1	8.6	11.6	19.6	19.6	28.3	39.8	52.5		
Speed												
maximum at $V_{g \max}$	$n_{\max \text{ continuous}}$	rpm	4250	4000	3600	3300	3050	2850	2500	2400		
limited maximum ¹⁾	$n_{\max \text{ limited}}$	rpm	4500	4200	3900	3600	3300	3250	2900	2600		
intermittent maximum ²⁾	$n_{\max \text{ intern.}}$	rpm	5000	5000	4500	4100	3800	3450	3000	2700		
minimum	n_{\min}	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500		
Flow	$q_{v \max}$	gpm	31.5	42.3	53.4	61.8	72.5	94.1	118.8	158.4		
		l/min	119	160	202	234	275	356	450	600		
Power ³⁾	$\Delta p = 5800 \text{ psi}$	P_{\max}	hp	106	144	180	209	245	318	402	536	
		$\Delta p = 400 \text{ bar}$	kW	79	107	134	156	183	237	300	400	
Torque ³⁾	$\Delta p = 5800 \text{ psi}$	T_{\max}	lb-ft	131	187	263	333	422	587	844	1173	
			Nm	178	255	356	451	572	795	1144	1590	
		T	$\Delta p = 1450 \text{ psi}$	lb-ft	22.7	32.4	45.4	57.4	72.8	101.2	145.6	202.2
			$\Delta p = 100 \text{ bar}$	Nm	44.5	63.5	89	112.8	143	198.8	286	398
Rotary stiffness	shaft end S	c	lb-ft/rad	23159	50892	59595	72871	116609	161010	180334	261466	
		Nm/rad	31400	69000	80800	98800	158100	218300	244500	354500		
	shaft end T	c	lb-ft/rad	-	-	70068	89171	-	185939	234840	394079	
		Nm/rad	-	-	95000	120900	-	252100	318400	534300		
	shaft end U	c	lb-ft/rad	-	37468	-	-	79362	-	-	-	
		Nm/rad	-	50800	-	-	107600	-	-	-	-	
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	lbs-ft ²	0.0522	0.0902	0.1566	0.2302	0.3536	0.5505	1.0536	2.3327		
		kgm ²	0.0022	0.0038	0.0066	0.0097	0.0149	0.0232	0.0444	0.0983		
Angular acceleration max. ⁴⁾	α	rad/s ²	38000	30000	24000	21000	18000	14000	11000	6700		
Filling capacity	V	gal	0.24	0.29	0.40	0.34	0.40	0.55	0.82	1.66		
		L	0.9	1.1	1.5	1.3	1.5	2.1	3.1	6.3		
Weight approx. (without through drive)	m	lbs	64	68	84	110	145	176	223	344		
		kg	29	31	38	50	60	80	101	156		

Finalmente, calculamos el torque necesitado por la bomba:

$$T = \frac{169.7 \cdot 400}{20\pi \cdot 0.9} = 1200 \text{ N.m}$$

Cabe resaltar que este equipo tiene integrada todas las válvulas necesarias del sistema de transmisión hidrostática y la bomba de carga, además, se puede variar el caudal mecánicamente con una palanca que mueve el plato basculante. La información más detallada de esta bomba se encuentra en el Anexo 4.

3.3. Selección del sistema motriz

El motor de combustión interna que accionará la bomba en el circuito de transmisión hidrostática se seleccionará en base a los siguientes tres parámetros:

$$P \geq 251.4 \text{ kW}; T \geq 1200 \text{ N.m}; n = 2000 \text{ rpm}$$

Dentro de la línea BFM 1015 de motores de la marca Deutz, se encontró el modelo BF6M1015C, el cual cumplía con las condiciones planteadas (ver tabla 3.4).

Tabla 3.4 Especificaciones de Motor de combustión interna BFM1015

Engine type		BF6M1015C	BF6M1015CP	BF8M1015C	BF8M1015CP
No. of cylinders		6	6	8	8
Bore/stroke	mm in	132/145 5.20/5.71	132/145 5.20/5.71	132/145 5.20/5.71	132/145 5.20/5.71
Displacement	l cu in	11.9 726.2	11.9 726.2	15.9 970.3	15.9 970.3
Maximum nominal speed	min ⁻¹ rpm	2100	2100	2100	2100
Power output ¹⁾		BF6M1015C	BF6M1015CP	BF8M1015C	BF8M1015CP
Power output as per ISO 14396	kW hp	300 402	330 443	400 536	440 590
at speed	min ⁻¹ rpm	2100	2100	2100	2100
Max. torque	Nm lb/ft	1978 1459	1875 1383	2637 1945	2500 1844
at speed	min ⁻¹ rpm	1200	1300	1200	1300
Minimum idling speed	min ⁻¹ rpm	550	550	550	550
Specific fuel consumption ²⁾	g/kWh lb/hph	203 0.334	210 0.345	204 0.335	212 0.359
Weight as per DIN 70020 Part 7A ³⁾	kg lb	850 1874	850 1874	1060 2337	1060 2337

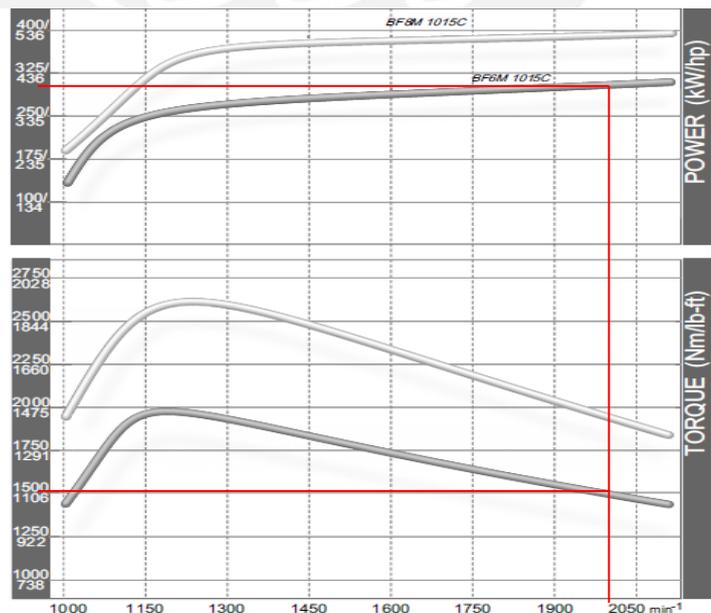


Figura 3.2. Curvas de funcionamiento de motor Deutz BFM1015 (Fuente: Deutz)

3.4. Cálculo y selección de acoplamientos

Una vez escogidos los equipos que conformarán el sistema de generación y transmisión de potencia, se necesita escoger los acoplamientos adecuados. En el esquema simplificado de la figura 3.3 se pueden distinguir dos acoplamientos, el primero, el que une al motor de combustión interna con la bomba hidráulica de la transmisión hidrostática, y el segundo, el que une al motor hidráulico con la bomba a probar.

Ahora se procederá a realizar la selección de cada uno de estos. En ambos casos se escogieron acoplamientos de disco flexible, ya que proporcionan aislamiento contra las vibraciones, soporte a elevados torques y temperaturas, así como las desalineaciones angulares, en línea y paralelas.

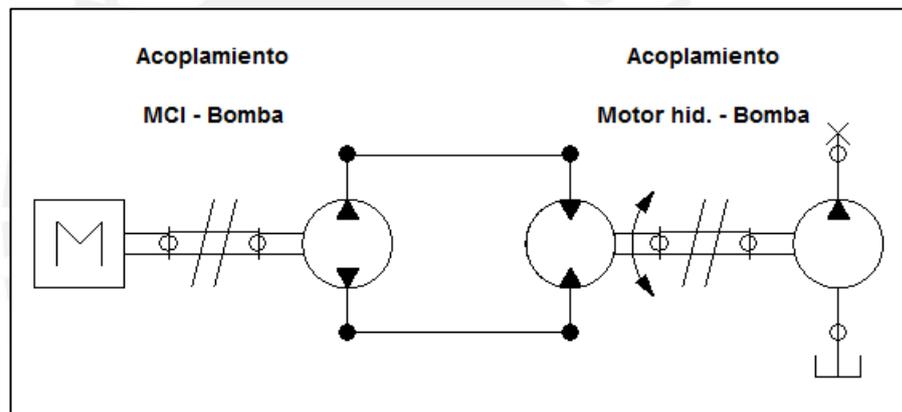


Figura 3.3. Acoplamientos del sistema de transmisión de potencia

3.4.1. Acople MCI – Bomba

Para este primer acoplamiento mecánico se seleccionó, dentro de la variedad de acoplamientos flexibles, el del tipo Serie 44, el cuál proporciona un adaptador de platos volantes según la norma SAE J620 (Anexo 5). Para entrar a las tablas de selección del catálogo se necesitan tres parámetros importantes: El torque de aplicación, la potencia cada 100 rpm y las revoluciones a las que va funcionar el acople. El torque de aplicación se obtiene multiplicando un factor de funcionamiento al torque real.

Según la curva de funcionamiento del motor (Figura 3.2), se sabe que el torque a 2000 rpm es 1500 N.m y la potencia 300 kW. Luego, el factor se obtuvo del cuadro mostrado en la figura 3.4, siendo este 2, pero se le adicionó el valor de 1 ya que el

motor usado es de combustión interna de 6 cilindros y el catálogo específico ese valor para este caso.

Aplicación	
BOMBAS	
Centrífugas	
Para uso general (líquidos)	1,0
Alimentación de calderas	1,5
Lodos (desagües, etc.)	1,5
Dragado	2,0
Alternativa	
De acción doble	2,0
De acción simple	
1 o 2 cilindros	2,5
3 o más cilindros	2,0
Giratorias: de engranajes, lóbulos, paletas	1,5



Figura 3.4. Cuadro de selección de factor de funcionamiento y acoplamiento Serie 44
(Fuente: Rexnord)

Entonces el torque de aplicación es determinado bajo la ecuación 3.7:

$$T_{apl} = T \cdot f \tag{3.7}$$

$$T_{apl} = 1500 \cdot 3 = 4500 \text{ N.m} = 39828 \text{ lb-pulg.}$$

Y la potencia cada 100 rpm es:

$$HP/100 \text{ RPM} = \frac{P \cdot 100}{2000} \cdot f \tag{3.8}$$

$$\rightarrow P = 300 \text{ kW} = 536 \text{ HP}$$

$$HP/100 \text{ RPM} = \frac{536 \cdot 100}{2000} \cdot 3 = 62.7 \text{ HP}/100 \text{ RPM}$$

Una vez con estos datos, entramos a la tabla de selección:

Tabla 3.5. Acoplamientos de disco flexible Serie 44

Tamaño del acoplamiento	Potencia máx. cada 100 Factor de servicio 1,0	RPM máx. ^③		Par de torsión continuo máx. (lb-pulg.)	Par de torsión con pico de sobrecarga (lb-pulg.) ^④	Peso (lb) ^⑤
		No equilibrado	Equilibrado			
350	92.2	3.200	10.500	58.080	116.160	51
375	135	3.000	9.400	85.000	170.000	70
425	150	2.800	8.700	94.500	189.000	93

Siendo el del tamaño 350 el más adecuado, ya que las rpm, el torque y la potencia cada 100 rpm son superiores a los necesarios, se falta comprobar que este soporte el torque pico del motor (Tabla 3.4).

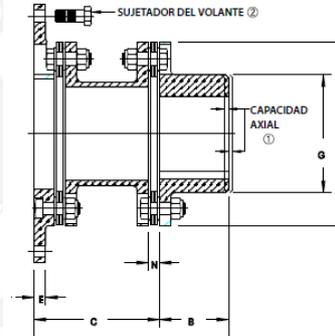
$$Tapl. máx = 1978 \cdot 3 = 5930 \text{ N.m} = 52480 \text{ lb - pulg.} < 116160 \text{ lb - pulg.}$$

Ya comprobado esto se tienen las siguientes dimensiones del acoplamiento (Tabla 3.6), de las cuales tomaremos con importancia el diámetro máximo del agujero del cubo que alojará el eje estriado de la bomba (Figura 3.4), ya que no se debe sobrepasar. En este caso el diámetro del eje estriado de la bomba es de 2 ¼ pulgadas (ANSI B92.1a), por lo que se ve que el cubo si cumple. El estriado en el cubo se maquinará una vez obtenido el acople.

Tabla 3.6. Dimensiones de acoplamiento de disco flexible Serie 44

Tamaño del acoplamiento	Diám. máx. del agujero	Diám. "A" mín.	B	C estándar	C mín.
350	4,00	10,88	3,75	5,88	5,15
375	4,50	11,88	4,00	6,62	5,71
425	4,75	13,12	4,25	7,18	6,15

Tamaño del acoplamiento	D	E	F (ref.)	G	N
350	8,69	0,50	9,63	5,88	0,54
375	9,69	0,56	10,62	6,50	0,59
425	10,50	0,62	11,43	7,00	0,62



Ahora solo falta comprobar que este acoplamiento posea el tamaño adecuado de adaptador de volante necesario. Del catálogo del motor Deutz, este es de 14 pulgadas de diámetro y pertenece a la misma norma SAEJ620.

Tabla 3.7. Adaptadores de volante de acoplamiento de disco flexible Serie 44

Tamaño del acoplamiento	Diám. "A" mín. del adaptador	① Diámetros estándar disponibles del adaptador (pulg.): tolerancia real del diámetro externo tal como figura en lista.							
		12,375	13,875	16,00	18,375	20,375	22,500	26,500	28,875
		12,373	13,873	15,998	18,373	20,372	22,497	26,497	28,872
350	10,88	Wt. = 3,88 WR ² = 132	Wt. = 8,25 WR ² = 320	Wt. = 15,3 WR ² = 716	Wt. = 24,4 WR ² = 1,391	Wt. = 33 WR ² = 2,200	Wt. = 43,1 WR ² = 3,365		
375	11,88	Wt. = 1,51 WR ² = 56	Wt. = 6,41 WR ² = 267	Wt. = 14,3 WR ² = 710	Wt. = 24,5 WR ² = 1,466	Wt. = 34,1 WR ² = 2,371	Wt. = 45,5 WR ² = 3,681		

3.4.2. Acople Motor hidráulico – Bomba

Ahora se repetirá el mismo procedimiento para seleccionar el acople que unirá el motor hidráulico y la bomba a probar. En este caso se escogió el modelo de acoplamiento XTSR71, ya que nos brinda una distancia moderada entre los componentes a unir, además de poder realizar constantes desmontajes sin ningún

problema. Este aspecto es importante ya que el cubo del lado de las bombas será cambiado dependiendo del tipo de bomba a probar, ya que estas poseen diferentes tamaños de eje estriado. Ahora se calcularán los datos de entrada para seleccionar el acople.

El factor de operación para calcular el torque de aplicación es el mismo:

$$T_{apl} = 716.2 \cdot f = 716.2 \cdot 3 = 2148.6 \text{ N.m} = 19011 \text{ lb-pulg.}$$

La potencia cada 100 rpm es:

$$P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{2\pi \cdot 716.2 \cdot 2200}{60000} = 165 \text{ kW} = 221.1 \text{ HP}$$

$$HP/100 \text{ RPM} = \frac{221.1 \cdot 100}{2200} \cdot 3 = 22.5 \text{ HP}/100 \text{ RPM}$$

Una vez con esto entramos a la tabla de selección:

Tabla 3.8. Acoplamientos de disco flexible XTSR71

Tamaño del acoplamiento	Potencia máx. cada 100 RPM	RPM máx.		Par de torsión continuo máx. (lb-pulg.)	Par de torsión con pico de sobrecarga (lb-pulg.)
	Factor de servicio 1,0	⊕ No equilibrado	Equilibrado		
726	4,17	11.000	20.000	2.630	5.260
826	7,78	9.900	18.500	4.900	9.800
996	13,0	8.800	15.000	8.210	16.420
1088	30,8	8.000	14.000	19.400	38.800

Se determina que el tamaño 1088 de este tipo de acoplamiento es el más adecuado. Ahora falta comprobar el torque pico, siendo la mayor cilindrada del motor hidráulico 140 cc/rev y 400 bar el mayor delta de presión, se tiene el siguiente torque máximo:

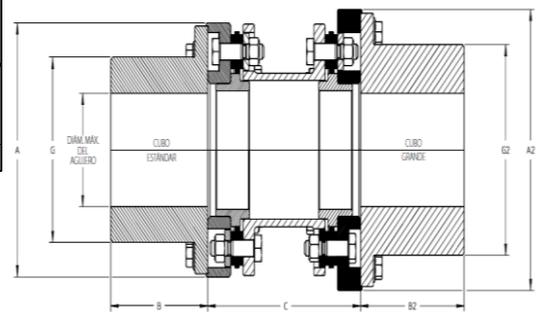
$$T_{apl.máx} = 891 \cdot 3 = 2673 \text{ N.m} = 23658 \text{ lb-pulg.} < 38800 \text{ lb-pulg.}$$

Por lo tanto, se tienen las siguientes dimensiones del acoplamiento, de las cuales resaltaremos los diámetros máximos de los agujeros de los cubos. Existen dos tamaños de cubo para este acople, en el caso más crítico no se debería sobrepasar el diámetro máximo del agujero del cubo grande. En nuestro caso, el motor hidráulico y la bomba a probar, poseen los diámetros de eje estriado de 45 milímetros (DIN 5480) y 1 ¾ pulgadas (ANSI B92.1a), respectivamente. Ambos estriados se maquinarán en los cubos después de adquirirlos.

Tabla 3.9. Dimensiones de acoplamientos de disco flexible XTSR71

Tamaño del acoplamiento	③ Agujero máx. del cubo*	③ Agujero máx. del cubo**	A	A2	B	Cubo grande B2
726	1,63	2,00	3,74	4,25	1,38	1,65
826	2,00	2,38	4,25	5,08	1,65	2,01
996	2,38	2,88	5,08	5,51	2,01	3,23
1088	2,88	3,38	5,51	6,54	3,23	3,74

Tamaño del acoplamiento	C mín.	C máx.	C estándar	G	Cubo grande G2
726	2,56	8,7	3,50	2,32	2,87
826	3,03	9,6	5,00	2,87	3,39
996	3,62	11,9	5,00	3,39	4,09
1088	3,78	12,1	5,00	4,09	4,84



3.4.3. Cálculo de longitud mínima de transmisión de potencia

Como se mencionó anteriormente, los componentes hidráulicos realizan la transmisión de potencia a través de ejes estriados bajo las normas DIN 5480 y ANSI B92.1^a, los datos de los ejes se pueden apreciar mejor en la tabla 3.10.

Tabla 3.10. Datos de ejes estriados envolventes

Equipo	Norma de Eje	Denominación	Dientes	Dext (mm)	Dint (mm)	Torque (N.m)	Longitud de eje estriado (mm)
Bomba de TH	ANSI B92.1a	1 3/4 13T 8/16 DP	13	44.45	36.989	1490	55
Motor de TH	DIN 5480	W45x2x21x9g	21	44.68	40.6	716	42
Bomba de prueba	ANSI B92.1a	1 3/4 13T 8/16 DP	13	44.45	36.989	716	53

Ahora se calculará la longitud mínima para transmitir los torques y comprobar los datos anteriores C, para esto se utilizará la fórmula 3.9 [13]:

$$L \geq \frac{2 \cdot M_t}{D_m \cdot h' \cdot 0.75 \cdot z \cdot p_{adm}} \quad (3.9)$$

Siendo:

Torque transmitido $\rightarrow M_t$

Diámetro medio $\rightarrow D_m = \frac{d_{ext} + d_{int}}{2}$

Altura efectiva del nervio resistente $\rightarrow h' = \frac{d_{ext} - d_{int}}{2}$

Número de dientes $\rightarrow z$

Presión admisible $\rightarrow p_{adm} = 95 \frac{N}{mm^2}$ (cubos de acero)

Por ejemplo, para la bomba de transmisión hidrostática:

$$L_{BTH} \geq \frac{2 \cdot 1490000}{40.71 \cdot 3.73 \cdot 0.75 \cdot 13 \cdot 95} = 21.1 \text{ mm}$$

La longitud de contacto mínima del eje estriado de la bomba de transmisión hidrostática debe ser de 21 mm, por lo que también se comprueba que se tiene la distancia necesaria para llevar a cabo la operación. El mismo proceso se realiza para los dos siguientes componentes:

$$L_{MTH} \geq \frac{2 \cdot 716000}{42.64 \cdot 2.04 \cdot 0.75 \cdot 13 \cdot 95} = 17.7 \text{ mm}$$

$$L_{BP} \geq \frac{2 \cdot 716000}{40.71 \cdot 3.73 \cdot 0.75 \cdot 13 \cdot 95} = 10.18 \text{ mm}$$

3.5. Cálculo y selección de componentes hidráulicos

El siguiente paso es seleccionar los componentes hidráulicos del circuito. Como ya se tienen algunos equipos muy importantes de este (Bomba hidráulica y motor hidráulico de transmisión hidrostática), se procederá con los faltantes: válvulas limitadoras de presión, reguladora de caudal, tanque, filtros, mangueras hidráulicas y acoples.

3.5.1. Limitadora de presión

En el sistema hidráulico se tienen dos limitadoras de presión. La primera es la que generará la carga y la segunda es la que aliviará al sistema ante un exceso de presión. Ambas serán de resorte regulable, es decir que la fuerza en el resorte, y por ende la presión, podrá ser variada manualmente, de forma que se podrá tener un manejo más cómodo de estas. Además, estas válvulas pueden ser de mando directo o pilotadas, de las cuales seleccionaremos las pilotadas, ya que estamos trabajando con altas presiones y caudales; si es que se utilizan válvulas de mando directo, el tamaño de estas aumentaría demasiado (Figura 3.5).

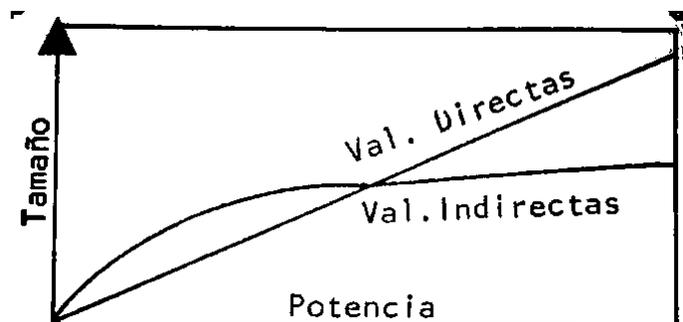


Figura 3.5. Relación tamaño – potencia de válvulas directas y pilotadas (indirectas) [6]

En la limitadora de presión de carga se llegará hasta un límite de 280 bar, los cuales se irán subiendo de 50 en 50. Por ninguna razón se debe llegar a 350 bar, ya que según el catálogo de la bomba, esta es la presión máxima que puede soportar, a partir de esta presión la bomba fallará internamente, pudiendo ocasionar accidentes, por ende, la limitadora de alivio del sistema se ajustará a 300 bar.

$$\text{Resorte limitadora carga} = 0 - 280 \text{ bar}$$

$$\text{Resorte limitadora sistema} = 300 \text{ bar}$$

$$\text{Caudal} \geq 308 \text{ L/min}$$

$$\text{Presión máxima} \geq 300 \text{ bar}$$

Las válvulas se seleccionaron de la marca Sunhydraulics, siendo elegido el modelo RPIC (Figura 3.6), ya que es la que cumplía con las necesidades de presión y caudal. Este modelo admite hasta 350 bar de presión, 378 l/min de caudal y el resorte puede ser variado de 10.5 a 420 bar.

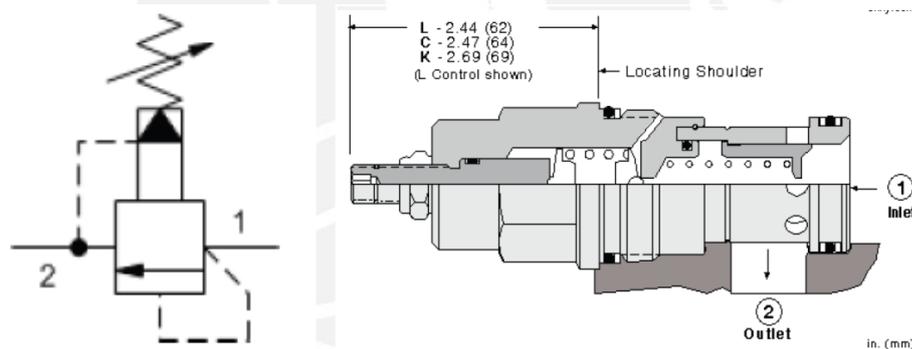


Figura 3.6. Válvula limitadora de presión de mando pilotado RPIC (Fuente: Sun hydraulics)

3.5.2. Reguladora de caudal

Ahora se procederá a seleccionar el sistema de manejo de caudal del sistema de prueba, este nos permitirá generar la demanda de caudal necesario para la prueba de las bombas. En este caso se utilizará un regulador de caudal de dos vías, el cual consta de dos componentes, un estrangulador ajustable y un regulador de presión diferencial (Figura 3.7).

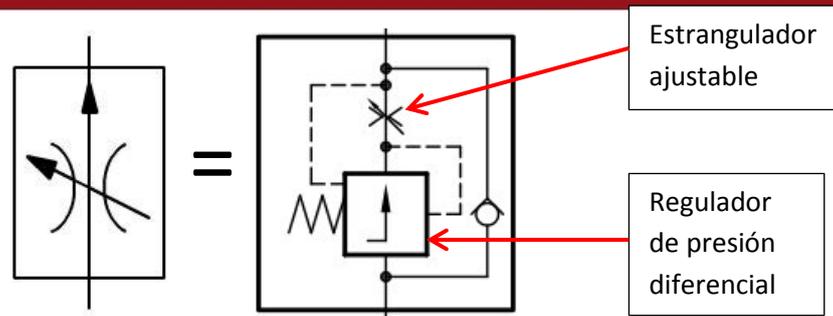


Figura 3.7. Válvula reguladora de caudal de 2 vías

Ambas válvulas que componen a la reguladora de caudal se seleccionaron de los catálogos de la marca Sunhydraulics, siendo los criterios de selección: el caudal y la presión que ejerce el resorte (en el caso de la reguladora de caudal). Este resorte debe tener bajos valores de presión, ya que ese valor será igual a la diferencia de presión antes y después de la estranguladora, de tal forma que un valor bajo nos permitirá tener un mejor manejo de la estranguladora.

$$\text{Resorte regulador de presión diferencial} = 2 - 8 \text{ bar}$$

$$\text{Caudal} \geq 308 \text{ L/min}$$

$$\text{Presión máxima} \geq 300 \text{ bar}$$

Primero se seleccionó la reguladora de presión diferencial, siendo la del modelo LPJC (Figura 3.8) la que cumplía con las condiciones de trabajo. Esta válvula soporta hasta 350 bar de presión, 454 l/min y el resorte es de 3.5 bar.

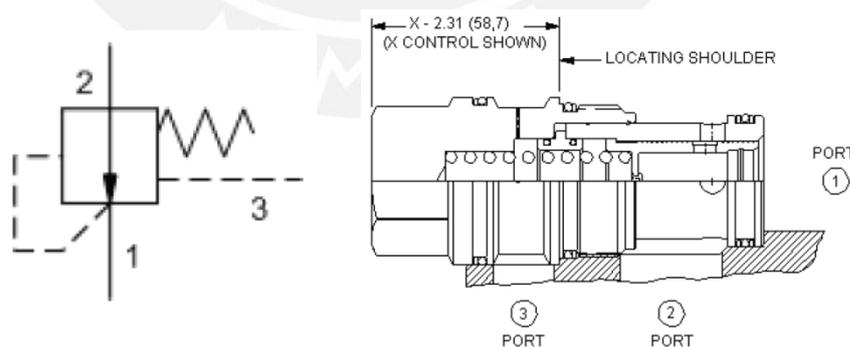


Figura 3.8. Válvula reguladora de presión diferencial LPJC (Fuente: Sun hydraulics)

Luego, se seleccionó la estranguladora de caudal, eligiendo el modelo NFED (Figura 3.9), ya que admite hasta 350 bar de presión y 340 l/min de caudal.

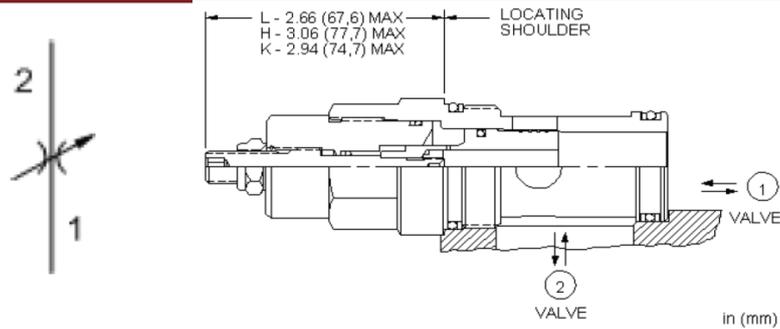


Figura 3.9. Válvula estranguladora de caudal NFED (Fuente: Sun hydraulics)

3.5.3. Válvula check

La función de esta válvula es la de impedir el regreso del aceite, en nuestro caso la posicionamos en dos lugares importantes, luego de la bomba y antes de la limitadora de carga del sistema. Al igual que las anteriores, se seleccionó de la marca Sunhydraulics.

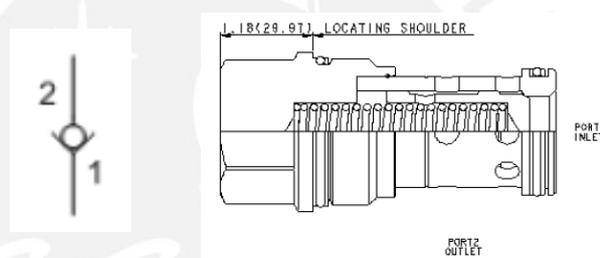


Figura 3.10. Válvula check CXJA (Fuente: Sun hydraulics)

3.5.4. Válvula by pass

Esta válvula nos permitirá dar una salida de regreso al tanque al momento de realizar la evaluación en stand by. Para esto se utilizó una válvula direccional Sunhydraulic 2/2 de accionamiento manual, a diferencia de las válvulas anteriores que fueron seleccionadas con el caudal máximo, para esta solo se necesita un mínimo, ya que su función se requiere para cuando la bomba regula su plato basculante al mínimo.

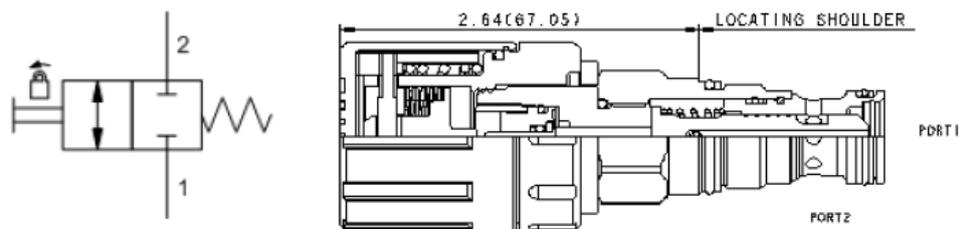


Figura 3.11. Válvula direccional 2/2 DLDM (Fuente: Sun hydraulics)

3.5.5. Dimensionamiento de tanque

Una vez escogidos las válvulas necesarias del sistema, se procederá a dimensionar el tanque de aceite de la máquina, para luego escoger uno de los presentes en la norma JIC. Los tanques de depósito de aceite contienen componentes básicos para el correcto funcionamiento de este y del cuidado del aceite, los cuales se pueden apreciar en la figura 3.12.

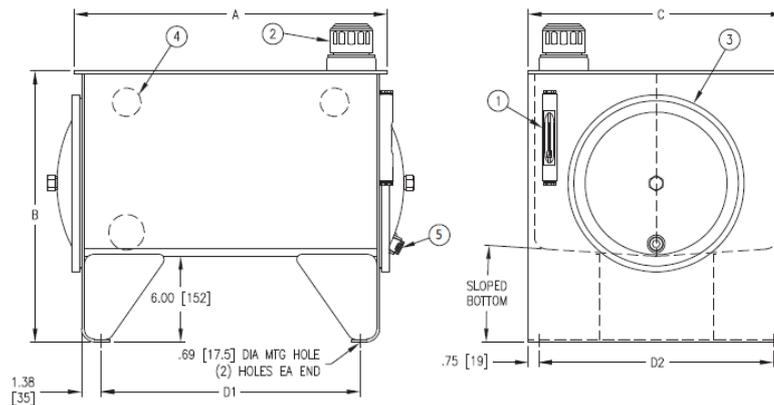


Figura 3.12. Tanque hidráulico estilo A (Fuente: LDI industries)

- 1) Visor de nivel: nos permite tener una referencia de la cantidad de aceite en el tanque, generalmente viene con un termómetro para ver la temperatura del aceite.
- 2) Tapa con respirador: nos permite depositar el aceite y, al cierre, el respirador impide tener presiones negativas dentro del tanque y evita el ingreso de contaminantes del exterior.
- 3) Acceso: sirve para dar limpieza y mantenimiento dentro del tanque.
- 4) Agujeros de división: el tanque está dividido internamente entre el lado de salida y retorno, de forma que permite que el aceite, a elevada temperatura, tenga tiempo de enfriarse antes de regresar al sistema.
- 5) Drenaje: se tiene una abertura de salida del aceite.

Ahora, se procede a calcular el volumen aproximado del tanque (Ecuación 3.10), para esto se tendrá en cuenta todos los litros por minuto que consumirán los equipos que tomarán aceite del tanque y se multiplicarán por un factor igual a 1.4. En este caso se tiene a: la bomba de carga del sistema de transmisión hidrostático (Tabla 3.3) y a la bomba a probar (tomando la de 140 cc/rev).

$$\rightarrow Q_{Bcarga} = V_g \cdot n = 39.8 \cdot 2000 = 79.6 \text{ L/min}$$

$$\rightarrow Q_{Bprueba} = V_g \cdot n = 140 \cdot 2200 = 308 \text{ L/min}$$

$$V_{tanque} = (Q_{Bcarga} + Q_{Bprueba}) \cdot k_t \tag{3.10}$$

Usualmente el factor k_t adquiere un valor de 3 a 4 [6], pero esto se usa cuando se tiene un sistema con variedad de implementos a accionar, en este caso solo se probará la bomba, se someterá a carga y luego se recirculará el aceite. Por ende el tanque es más compacto para la cantidad de aceite a transmitir, lo cual hará que el tanque no pueda disipar el calor del aceite de retorno con facilidad, por lo que se necesita obligatoriamente un sistema de refrigeración del aceite. Este sistema de refrigeración no será tocado por el proyecto, como previamente se delimitó en la lista de exigencias.

$$V_{tanque} = (79.6 + 308) \cdot 1.4 = 581.4 \frac{\text{L}}{\text{min}} = 143.2 \text{ gpm}$$

Una vez con el volumen del tanque, se entra al catálogo de la norma JIC para realizar la selección. Las dimensiones mostradas en la tabla pertenecen a la figura 3.12.

Tabla 3.11. Dimensiones de tanques hidráulicos

Capacity (gal)	Part No.	A Length	B Height	C Width	Mounting Centers		Access Cover	Material Thickness		Piece Weight (lb)
					D1 ± .12	D2 ± .12		End	Top	
10	V10010	22.00	19.00	18.00	18.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	105
15	V10015	26.00	19.00	18.00	22.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	115
20	V10020	30.00	19.00	18.00	26.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	126
30	V10030	36.00	19.38	24.00	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	175
40	V10040	36.00	21.00	24.00	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	185
50	V10050	36.00	23.00	24.00	32.25	22.50	14.00	7 Ga	7 Ga	195
60	V10060	48.00	20.56	27.00	44.25	25.50	14.00	7 Ga	.25	265
80	V10080	60.00	21.50	27.00	56.25	25.50	14.00	7 Ga	.38	375
100	V100100	60.00	23.50	27.00	56.25	25.50	14.00	.38	.38	380
120	V100120	60.00	27.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	539
150	V100150	60.00	31.00	30.00	56.25	28.50	16.00	.38	.38	587
200	V100200	72.00	29.38	36.00	68.25	34.50	18.00	.38	.38	827

3.5.6. Filtros

En el sistema se debe tener una filtración adecuada para el aceite de salida y de entrada al tanque. En este caso se tienen dos sistemas a alimentar, el de transmisión hidrostática (TH) y el de prueba (SP), por lo que se tendrán 4 filtros (Figura 3.13).

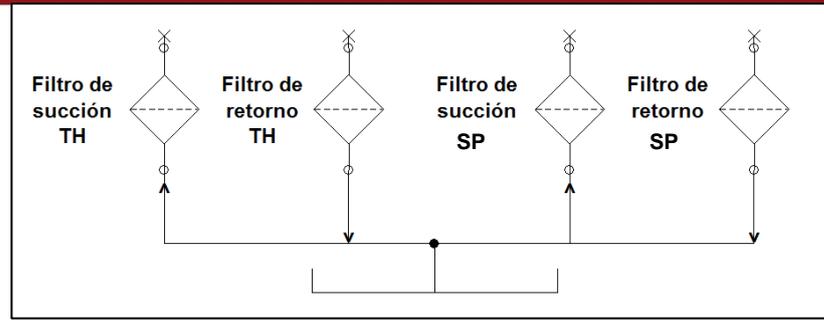


Figura 3.13. Filtros del sistema

Todos los filtros se seleccionaron de la marca Ikron, siendo los principales criterios de selección el caudal y el grado de filtración. Los caudales son siguientes para cada caso.

$$Q_{Bcarga} = 79.6 \text{ L/min}$$

$$Q_{Bprueba} = 308 \text{ L/min}$$

Primero se seleccionaron los filtros de succión del modelo HF 410 (Tabla, para los cuales se tomó un grado de filtración estándar de 90 micras, siendo acero zincado el medio de filtro. Entrando a la tabla de selección, se tomó el filtro HF 410-30.122 para el sistema de carga y dos del HF 410-40.122 para el sistema de prueba, ya que este modelo soportaba un máximo de 300 l/min, así que se pondrán dos en paralelo.

Tabla 3.12. Filtros de succión HF 410

Filter type	Ports GAS (BSP)	Degree of filtration				
		MI025	MI060	MS090	MI125	MI250
		Nominal Flow ("AS" version values) US gpm (l/min)				
	G 1	9.2 (35)	13.2 (50)	15.9 (60)	15.9 (60)	15.9 (60)
HF 410-30.122	G 1 1/4	11.9 (45)	15.9 (60)	19.8 (75)	19.8 (75)	19.8 (75)
	G 1 1/2	13.2 (50)	17.2 (65)	21.1 (80)	21.1 (80)	21.1 (80)
	G 2	14.5 (55)	18.5 (70)	23.8 (90)	23.8 (90)	23.8 (90)
HF 410-30.162	G 1	14.5 (55)	18.5 (70)	23.8 (90)	23.8 (90)	23.8 (90)
	G 1 1/4	15.9 (60)	22.5 (85)	27.7 (105)	27.7 (105)	27.7 (105)
	G 1 1/2	17.2 (65)	23.8 (90)	29.0 (110)	29.0 (110)	29.0 (110)
HF 410-30.195	G 2	18.5 (70)	25.1 (95)	31.7 (120)	31.7 (120)	31.7 (120)
	G 1	17.2 (65)	23.8 (90)	29.0 (110)	29.0 (110)	29.0 (110)
	G 1 1/4	19.8 (75)	26.4 (100)	33.0 (125)	33.0 (125)	33.0 (125)
HF 410-40.077	G 1 1/2	21.1 (80)	27.7 (105)	34.3 (130)	34.3 (130)	34.3 (130)
	G 2	22.5 (85)	29.0 (110)	37.0 (140)	37.0 (140)	37.0 (140)
	G 1 1/2	14.5 (55)	18.5 (70)	23.8 (90)	23.8 (90)	23.8 (90)
HF 410-40.122	G 2	17.2 (65)	23.8 (90)	29.0 (110)	29.0 (110)	29.0 (110)
	G 2 1/2	19.8 (75)	26.4 (100)	33.0 (125)	33.0 (125)	33.0 (125)
	G 3	22.5 (85)	29.0 (110)	37.0 (140)	37.0 (140)	37.0 (140)
HF 410-40.122	G 1 1/2	21.1 (80)	27.7 (105)	34.3 (130)	34.3 (130)	34.3 (130)
	G 2	23.8 (90)	31.7 (120)	39.7 (150)	39.7 (150)	39.7 (150)
	G 2 1/2	26.4 (100)	34.3 (130)	43.8 (165)	43.8 (165)	43.8 (165)
	G 3	29.0 (110)	38.3 (145)	47.6 (180)	47.6 (180)	47.6 (180)

Luego, se seleccionaron los filtros de retorno del modelo HF 554 (Tabla 3.12), para estos se tomó un grado de filtración de 10 micras, siendo microfibra de vidrio el medio filtrante. Ingresando a la tabla de selección, se tomó el modelo HF 554-20.280 para el sistema de transmisión hidrostática y el modelo HF 554-40.194 para el sistema de prueba, en este caso si soporta grandes caudales, por lo que solo se necesita un filtro para cada sistema.

Tabla 3.13. Filtros de retorno HF 554

Filter type	Inlet port			Degree of filtration					
				FG003	FG006	FG010	FG025	RP/SP010	RP/SP025
	GAS (BSPP)	NPT	SAE J514b	Flow Δp= 5.8 psi (0,4 bar) (values referred to standard filtering surfaces)					
			US gpm (l/min)						
	G 1/2	1/2 NPT	3/4-16 UNF-2B	19.8 (75)	19.8 (75)	22.5 (85)	22.5 (85)	22.5 (85)	25.1 (95)
HF 554-20.280	G 3/4	3/4 NPT	1 1/16-12 UNF-2B	22.5 (85)	25.1 (95)	27.7 (105)	30.4 (115)	30.4 (115)	34.3 (130)
	G 1	1 NPT	1 5/16-12 UNF-2B	25.1 (95)	27.7 (105)	31.7 (120)	35.7 (135)	35.7 (135)	40.9 (155)
	G 1 1/4	1 1/4 NPT	1 5/8-12 UNF-2B	26.4 (100)	29.1 (110)	33.0 (125)	38.3 (145)	38.3 (145)	46.2 (175)
	G 1	1 NPT	1 5/16-12 UNF-2B	39.6 (150)	40.9 (155)	44.9 (170)	50.2 (190)	50.2 (190)	55.5 (210)
HF 554-30.195	G 1 1/4	1 1/4 NPT	1 5/8-12 UNF-2B	40.9 (155)	44.9 (170)	50.2 (190)	58.1 (220)	58.1 (220)	71.3 (270)
	G 1 1/2	1 1/2 NPT	1 7/8-12 UNF-2B	42.3 (160)	46.2 (175)	55.5 (210)	60.8 (230)	60.8 (230)	74.0 (280)
	G 1	1 NPT	1 5/16-12 UNF-2B	42.3 (160)	44.9 (170)	50.2 (190)	52.8 (200)	52.8 (200)	58.1 (220)
HF 554-30.239	G 1 1/4	1 1/4 NPT	1 5/8-12 UNF-2B	47.5 (180)	50.2 (190)	55.5 (210)	63.4 (240)	60.8 (230)	71.3 (270)
	G 1 1/2	1 1/2 NPT	1 7/8-12 UNF-2B	50.2 (190)	52.8 (200)	60.8 (230)	66.0 (250)	66.0 (250)	76.6 (290)
HF 554-40.122	G 1 1/2	1 1/2 NPT	1 7/8-12 UNF-2B	46.2 (175)	51.5 (195)	60.8 (230)	72.6 (275)	64.7 (245)	89.8 (340)
	G 2	2 NPT	2 1/2-12 UNF-2B	47.5 (180)	54.1 (205)	63.4 (240)	76.6 (290)	68.7 (260)	100.4 (380)
HF 554-40.194	G 1 1/2	1 1/2 NPT	1 7/8-12 UNF-2B	66.0 (250)	72.6 (275)	81.9 (310)	91.1 (345)	84.5 (320)	103.0 (390)
	G 2	2 NPT	2 1/2-12 UNF-2B	70.0 (265)	76.6 (290)	88.5 (335)	100.4 (380)	92.5 (350)	118.9 (450)

Finalmente la figura 3.14 muestra como es la estructura externa e interna de los filtros seleccionados. Ambos tipos de filtros irán montados en el tanque, cada uno en sus respectivos lados, de salida de aceite y retorno al tanque.

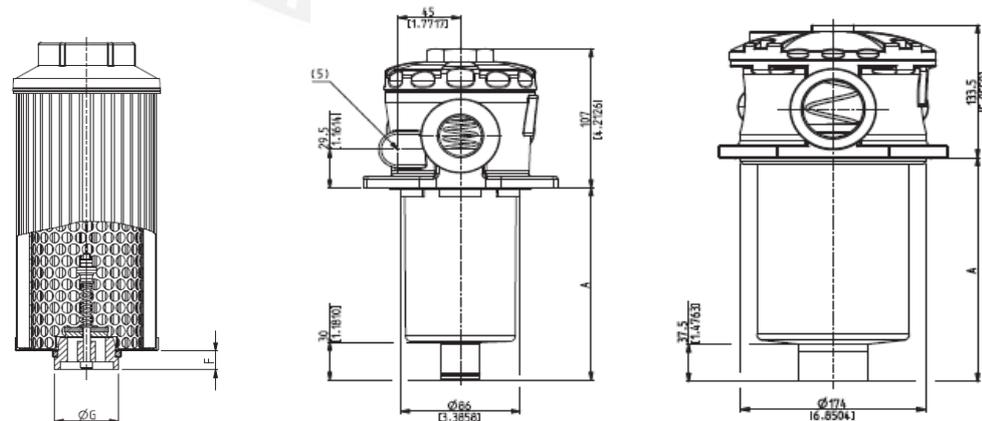


Figura 3.14. Filtros: HF 410-40.122 (igual a HF 410-30.122), HF 554-20.280 y HF 554-40.194 (Fuente; Ikron)

3.5.7. Mangueras hidráulicas

Una vez escogidos los equipos hidráulicos, se necesita seleccionar el medio de conexión, que en este caso son las mangueras hidráulicas. La selección se llevará a cabo separando los sistemas de transmisión hidrostática y de prueba. Para cada uno de estos sistemas necesitamos tres principales tipos de mangueras: de succión, presión y retorno. Las velocidades recomendadas para estos [14], se pueden ver en la tabla 3.14.

Tabla 3.14. Velocidades de aceite recomendadas

	Velocidad	
	(pies/s)	(m/s)
Línea Succión	2 a 5	0.6 a 1.5
Línea Retorno	5 a 10	1.5 a 3
Línea Presión	10 a 20	3 a 6

Ahora que ya se tiene el rango de velocidades de las líneas, solo haría falta saber cuál es el caudal que pasa por cada una de estas y la presión máxima a la que trabajarán, los cuales se pueden ver en la tabla 3.15, junto con los diámetros obtenidos al entrar al nomograma de la figura 3.15.

Tabla 3.15. Selección de diámetros de mangueras

		Caudal	Presión	Velocidad	Diámetro
		L/min (gpm)	bar (psi)	pies/s	pulgadas
Sistema de prueba	Succión	308 (81.36)	10 (145)	4	3
	Presión	308 (81.36)	300 (4351)	15	1.5
	Retorno	308 (81.36)	2 (29)	10	2
	Retorno (fugas)	61.6 (16.27)	2 (29)	7	1
Transmisión Hidrostática	Succión	79.6 (21.02)	16 (232)	4	1.5
	Presión	305.5 (80.7)	400 (5801)	15	1.5
	Retorno (fugas)	122.2 (32.28)	2 (29)	10	1.25

Los valores de presión de succión y retorno se obtuvieron del catálogo de las bombas y motor hidráulico. Por otro lado, se puede ver que en el cuadro se tienen líneas de fugas, cuyos caudales se obtuvieron asumiendo una situación crítica de eficiencia volumétrica de 80%.

$$Q_{fsp} = (1 - \eta_v) \cdot Q_{Bprueba} = (1 - 0.8) \cdot 308 = 61.6 \text{ L/min} = 16.27 \text{ gpm}$$

En el caso de la transmisión hidrostática, se tienen fugas tanto de la bomba hidráulica como del motor hidráulico.

$$Q_{fth} = [(1 - \eta_v) \cdot Q_{Bth}] + [(1 - \eta_v) \cdot Q_{Mth}]$$

$$Q_{fth} = [(0.2) \cdot 305.5] + [(0.2) \cdot 305.5] = 122.2 \text{ L/min} = 32.28 \text{ gpm}$$

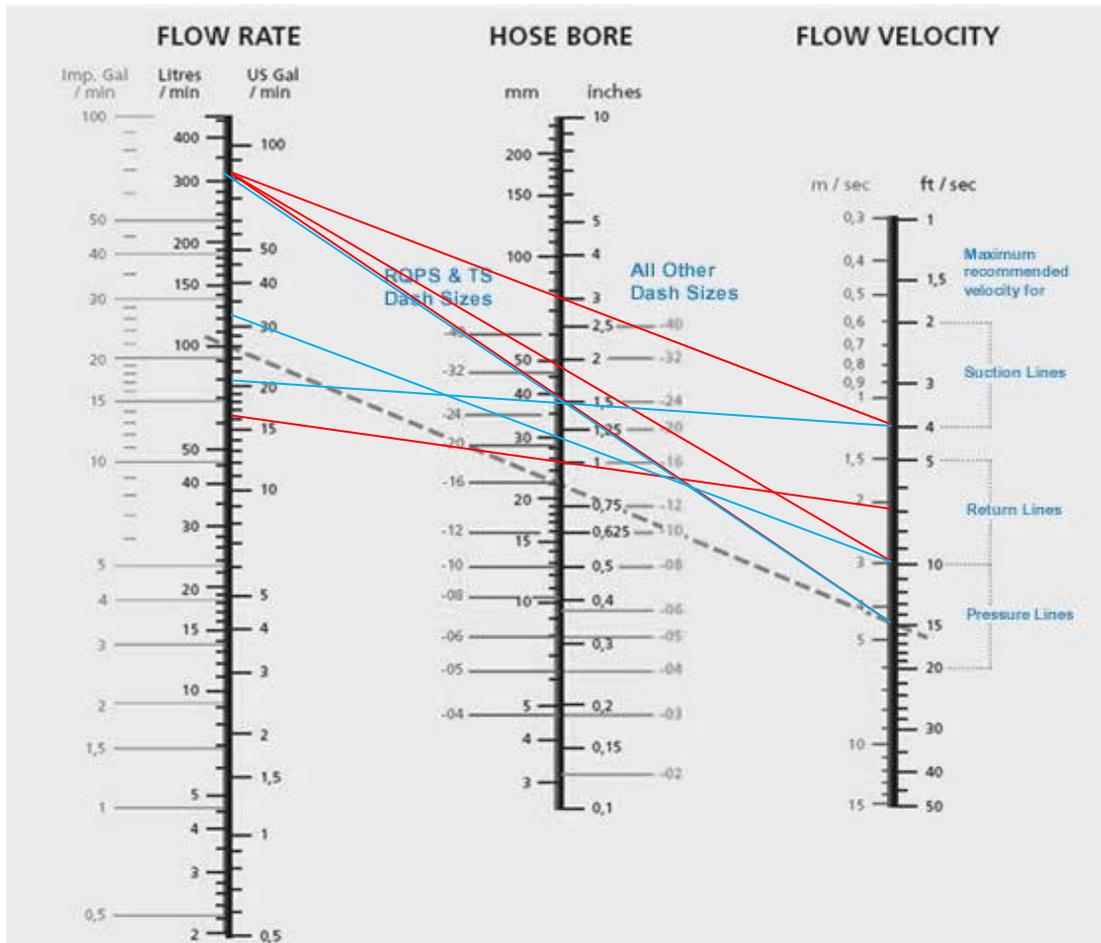


Figura 3.15. Nomograma para la determinación de diámetros nominales [14]

Ya con los diámetros nominales, se procederá a usar a la norma SAE J517 (Véase Anexo 5) para determinar que manguera normalizada se usará en cada caso. El criterio de selección para usar la norma será la presión máxima de trabajo y el diámetro hallado previamente. En la tabla 3.15 se puede ver los seleccionados.

Tabla 3.16. Selección de mangueras bajo la norma SAE J517

		Manguera
Sistema de prueba	Succión	SAE 100R5
	Presión	SAE 100R13
	Retorno	SAE 100R1AT
	Retorno (fugas)	SAE 100R1AT
Transmisión Hidrostática	Succión	SAE 100R1AT
	Presión	SAE 100R15
	Retorno (fugas)	SAE 100R1AT

Tabla 3.17. Presión máxima de operación de mangueras SAE J517

Nominal Hose I.D. Size, In	TABLE 1—SUMMARY OF SAE J517 100R-SERIES HOSE MAXIMUM OPERATING PRESSURE													
	MPa PSI													
	100R1	100R2	100R3	100R4	100R5	100R6	100R7	100R8	100R9	100R10	100R11	100R12	100R13	100R14
1/8														10.3 1500
3/16	20.7 3000	34.5 5000	10.3 1500		20.7 3000	3.4 500	20.7 3000	34.5 5000		68.9 10000	86.2 12500			10.3 1500
1/4	19.0 2750	34.5 5000	8.6 1250		20.7 3000	2.8 400	19.0 2750	34.5 5000		60.3 8750	77.6 11250			10.3 1500
5/16	17.2 2500	29.3 4250	8.3 1200		15.5 2250	2.8 400	17.2 2500							10.3 1500
3/8	15.5 2250	27.6 4000	7.8 1125			2.8 400	15.5 2250	27.6 4000	31.0 4500	51.7 7500	68.9 10000	27.6 4000		10.3 1500
13/32	15.5 2250				13.8 2000									6.9 1000
1/2	13.8 2000	24.1 3500	6.9 1000		12.1 1750	2.8 400	13.8 2000	24.1 3500	27.6 4000	43.1 6250	51.7 7500	27.6 4000		5.5 800
5/8	10.3 1500	19.0 2750	6.0 875		10.3 1500	2.4 350	10.3 1500	19.0 2750				27.6 4000		5.5 800
3/4	8.6 1250	15.5 2250	5.2 750	2.1 300		2.1 300	8.6 1250	15.5 2250	20.7 3000	34.5 5000	43.1 6250	27.6 4000	34.5 5000	5.5 800
7/8	7.8 1125	13.8 2000			5.5 800									5.5 800
1	6.9 1000	13.8 2000	3.9 565	1.7 250			6.9 1000	13.8 2000	20.7 3000	27.6 4000	34.5 5000	27.6 4000	34.5 5000	5.5 800
1-1/8					4.3 625									4.1 600
1-1/4	4.3 625	11.2 1625	2.6 375	1.4 200					17.2 2500	20.7 3000	24.1 3500	20.7 3000	34.5 5000	
1-3/8					3.4 500									
1-1/2	3.4 500	8.6 1250		1.0 150					13.8 2000	17.2 2500	20.7 3000	17.2 2500	34.5 5000	
1-13/16					2.4 350									
2	2.6 375	7.8 1125		0.7 100					13.8 2000	17.2 2500	20.7 3000	17.2 2500	34.5 5000	
2-3/8					2.4 350									
2-1/2		6.9 1000		0.4 62							17.2 2500			
3				0.4 56	1.4 200									
4				0.2 35										

NOTE: Minimum burst of 100R hoses is at least 4 times operating pressure

La excepción en cuanto a la tabla de la norma, es la manguera de presión del sistema de transmisión hidrostático, SAE 100R15 (figura 3.16), la cual no se presenta en la tabla 3.17, pero que si se encuentra para poder ser provista en el medio, verificando la disponibilidad de cada manguera dentro del catálogo de la empresa Strobbe. Adicionalmente a las mangueras ya mencionadas, se tiene una más de gran importancia, la cual es la encargada de conducir el aceite de la señal pilotada que irá desde la zona de presión hasta la bomba. Para esta manguera, se asumió un caudal de 3 l/min y una velocidad de 20 pies/s, obteniendo un diámetro de 1/4 de pulgada; además, viendo que tiene que soportar un máximo de carga de 300 bar, se eligió un manguera SAE R2AT.

SAE 100 R15



inch	dash	Diametro (mm)		Presión de Trabajo		Presión de Rotura		Radio min. a doblar (mm)	Peso Kg / mt.
		Interno	Externo	bar	psi	bar	psi		
3/4	-12	19.0	36.1	420	6090	1680	24360	265	4.50
1	-16	25.4	42.9	420	6090	1680	24360	330	2.10
1 1/4	-20	31.8	51.5	420	6090	1680	24360	445	3.65
1 1/2	-24	38.1	59.6	420	6090	1680	24360	530	5.00

Figura 3.16. Manquera hidráulica SAE 100R15 (Fuente: Strobbe)

3.5.8. Aceite

El aceite hidráulico a usar será el mismo para ambos sistemas de la máquina. Según la presión de trabajo seleccionamos el tipo de aceite, en la tabla 3.18 se muestra la recomendación según norma DIN 51524. Para el caso de este diseño, se seleccionó un aceite con aditivos HLP.

Tabla 3.18. Recomendaciones de aceite según presión [6]

Presión de trabajo	Tipo de aceite recomendado
Hasta 160 bar	<p>Aceite mineral con aditivos para mejorar su resistencia al envejecimiento y elevar su protección contra la corrosión.</p> <p>Designación: Aceite mineral HL según DIN 51524 parte 1</p>
Hasta 350 bar	<p>Aceite mineral con aditivos para mejorar su resistencia al envejecimiento, elevar su protección contra la corrosión y reducir el desgaste.</p> <p>Designación: Aceite mineral HLP según DIN 51524 parte 2</p>

Ahora se procederá a elegir el grado de viscosidad del aceite elegido según la norma DIN 51519. Los catálogos de los equipos hidráulicos muestran un rango de viscosidades de trabajo como recomendación para el correcto funcionamiento de estos, siendo los valores adecuados [8]:

$$v_{opt} = 16 - 36 \text{ mm/s}^2$$

Ahora se entra al diagrama de selección (Figura 3.17) asumiendo una temperatura de trabajo de 40°C, de forma que para esta se tienen los grados de viscosidad de VG22 y VG32. Por recomendación del catálogo se escoge siempre el de viscosidad mayor, para un mejor desempeño del aceite.

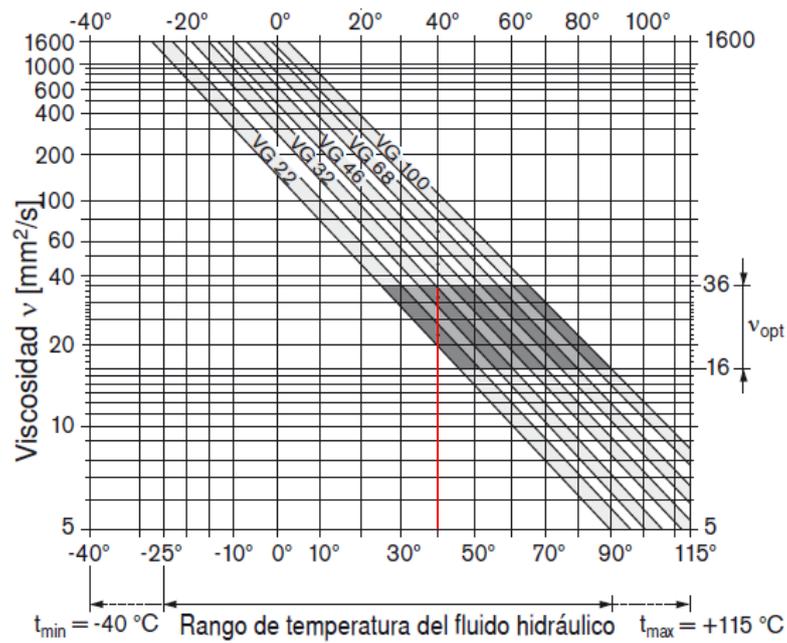


Figura 3.17. Diagrama de selección de viscosidad de aceite [8]

La temperatura no debe exceder a los 115°C en ninguna circunstancia, ya que dañaría severamente los componentes hidráulicos [8]. En cuanto a la filtración, el catálogo de fábrica de las bombas y motores hidráulicos indica que se debe tener como mínimo un nivel de limpieza del aceite de 20/18/15 según la norma ISO 4406.

3.5.9. Adaptadores y conectores hidráulicos

Los puertos de conexión de los equipos hidráulicos, junto con los del bloque de válvulas, pueden variar en el tipo de rosca o tipo de sellado, por lo que se utilizarán los adaptadores para poder tener todas las roscas del tipo JIC y guardar un orden en el ensamble. Las uniones roscadas del tipo JIC sellan a través de un asiento cónico de 37°, como se puede apreciar en la figura 3.18.

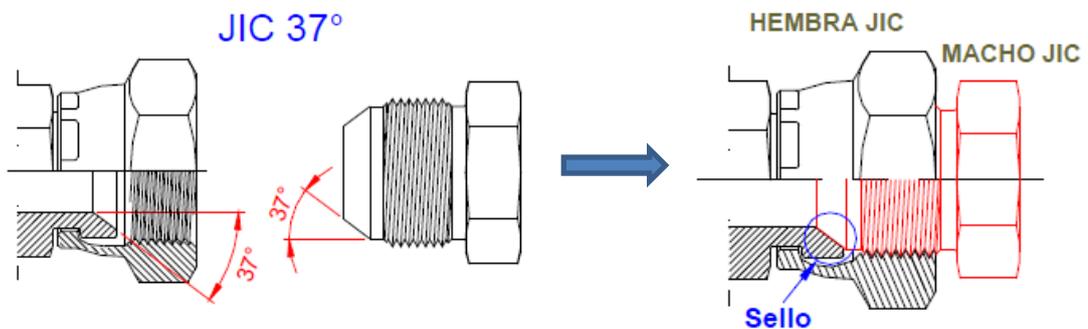


Figura 3.18. Unión roscada del tipo JIC 37° [15]

Luego de tener todos los puertos con terminaciones en macho del tipo JIC, se procederá a especificar los conectores, los cuales son las conexiones que van en las terminaciones de las mangueras. Todas estas serán terminaciones hembras con rosca JIC, a excepción de los conectores principales de entrada y salida de las bombas y motor hidráulicos, ya que estas poseen una conexión bridada según las norma SAE J518. En este tipo de conexiones el sellado se da mediante un o-ring, el cual es comprimido mediante una brida. La elección detallada de estos conectores y adaptadores se encuentra mostrada en una tabla en el Anexo 6.



Figura 3.19. Conector hidráulico con unión bridada SAE J518 [15]

3.6. Bloque de válvulas

Todas las válvulas seleccionadas irán dentro de un bloque, el cuál externamente posee los puertos de conexión e internamente comunica a todos estos. Como todos los componentes son de la marca Sunhydraulics, se utilizó el programa Quickdesign de esta misma para poder obtener el bloque de válvulas. Los datos de entrada para este programa son los códigos de las válvulas usadas, el orden de conexión de estas y el tipo de rosca de los puertos de salida.

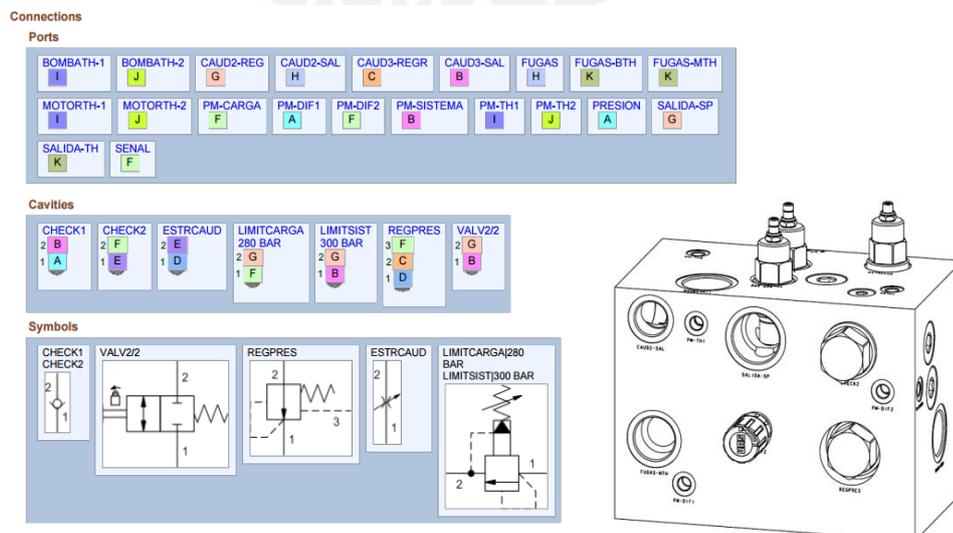


Figura 3.20. Bloque de válvulas y conexiones hechas en Quickdesign

Para su instalación se tienen 4 agujeros de M12x1.75, estos se encuentran en la cara inferior, la cual no tiene ninguna salida o puerto. El manejo de la carga de la limitadora de presión para la prueba y de la válvula by pass (válvula 2/2) se hace en este mismo bloque, girando la rosca de la válvula. Así mismo, los datos más específicos de la construcción del bloque, de los puertos y la comunicación de estos se pueden encontrar en el Anexo 7.

3.7. Sujeción de equipos hidráulicos

Los conjuntos de equipos de transmisión de potencia que se tienen: MCI-Bomba y Motor hidráulico-Bomba, necesitan estar perfectamente alineados para que tengan un correcto funcionamiento, de tal forma que se necesita implementar un método firme de sujeción de estos a la estructura. En el caso del motor, este estará apoyado verticalmente de tal manera que no presentará problema alguno, en cambio los demás equipos están en voladizo y necesitan un soporte que los sujete.

3.7.1. Soporte de bomba de transmisión hidrostática

En este primer caso se tiene que asegurar que el soporte tenga un agujero de suficiente diámetro como para que pueda pasar el acoplamiento. Por el lado de la sujeción de la bomba se debe tener un alojamiento para la pestaña de la brida de esta misma, la cual sirve para mantener la concentricidad. El soporte será hecho de una plancha de acero de $\frac{3}{4}$ " de espesor e irá atornillada en la estructura en 4 puntos.

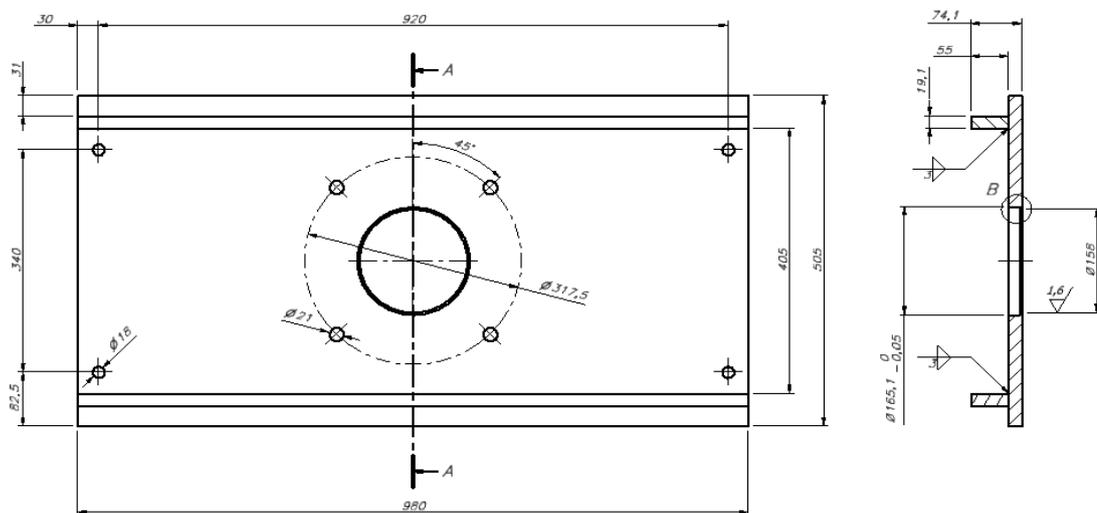


Figura 3.21. Soporte de bomba de transmisión hidrostática

Este soporte, al igual que los siguientes, fue simulado en el programa Autodesk Inventor ante las fuerzas a las que trabaja, obteniendo desplazamientos mínimos y altos factores de seguridad en toda su geometría. Los resultados se pueden observar en el Anexo 8.

3.7.2. Soporte de motor de transmisión hidrostática

Este soporte cumple las mismas condiciones del anterior, solo varía el diámetro del agujero principal, la posición de los agujeros de la brida del motor hidráulico y el alojamiento de la pestaña. Al igual que al soporte anterior, se le puso a prueba en el programa, observando que no presenta mayores problemas.

3.7.3. Soporte de bomba de prueba

Finalmente, este soporte será el que sujetará las bombas a probar, teniendo 3 tamaños dentro de las elegidas de Bosch Rexroth, de 71,100 y 140 cc/rev. Se procedió a verificar los tamaños de brida según catálogo, obteniendo un mismo tamaño de brida para los de 100 y 140 cc/rev, pero uno diferente para el de 71cc/rev. Por lo que se intercambiarán al momento de probar uno u otro. Además, este soporte irá sujetado a una mesa de trabajo mediante tornillos M16. Finalmente, este soporte tampoco presento desplazamientos significativos en su simulación.

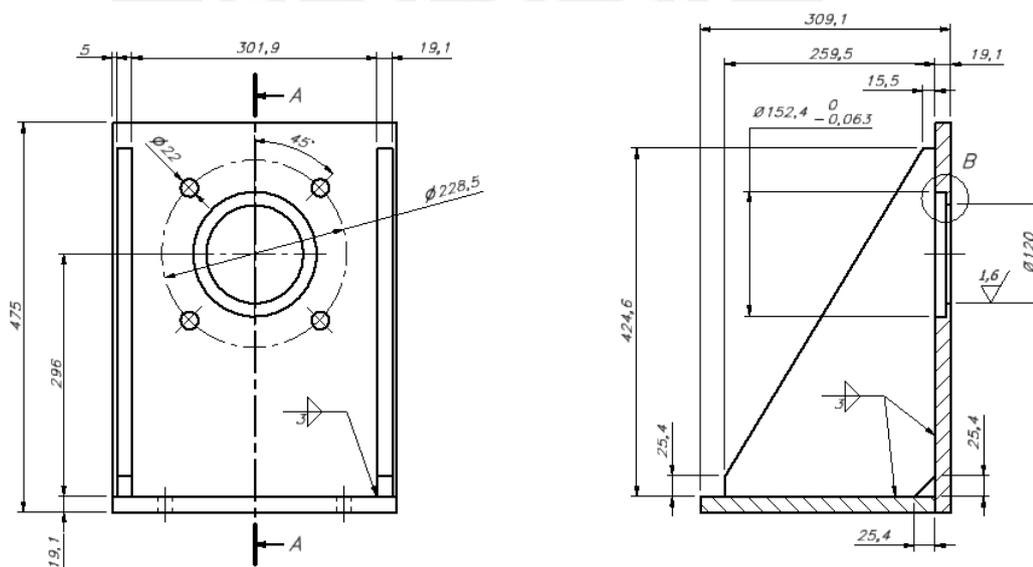


Figura 3.22. Soporte de bomba de prueba A10VSO 100-140

3.8. Cálculo de la estructura

Ya seleccionados todos los equipos del sistema de transmisión e hidráulico, se procederá a determinar y ubicar las cargas que estos representan en la geometría de la estructura, luego traducir las cargas a esfuerzos y verificar que las vigas críticas no fallen ante diferentes situaciones, como fluencia, pandeo y deflexión. Para hacer el análisis más práctico, se hizo una simplificación a un sistema bidimensional de fuerzas, de forma que se tomaron los planos de las vigas y perfiles con las cargas más altas para trabajarlos.

3.8.1. Determinación de cargas externas

En la tabla 3.19 se pueden ver los principales equipos y sus pesos, los cuales serán tomados en cuenta como punto de partida para el análisis de cada una de las vigas. Todos los valores fueron obtenidos mediante catálogos, en excepción del peso total del tanque, ya que para esto se asumió que estuviera totalmente lleno y tomar una carga crítica.

Tabla 3.19. Peso de equipos

Equipo	Peso (kg)	W(N)
Motor de combustión interna	850	8500
Intercambiador de calor de MCI	150	1500
Tanque	739	7390
Bomba de transmisión hidrostática	101	1010
Motor de transmisión hidrostática	60	600
Bomba de prueba	73	730
Soporte bomba transmisión hid.	90	900
Soporte motor transmisión hid.	90	900
Soporte bomba de prueba	65	650
Acople MCI - Bomba hid.	25	250
Acople Motor hid. - Bomba hid.	15	150
Mesa de trabajo	120	1200

3.8.2. Geometría de la estructura

El perfil usado para la mayoría de vigas en la estructura es en forma de L de 75x75x8, los perfiles que soportan al motor son rectangulares de 90x90x8 (C-D/E-F) y los que van a lo largo de toda la longitud de la máquina son perfiles en H IPB 140 (B-T/A-S). La disposición de los equipos vista en el proyecto preliminar se mantiene, de tal forma que en una vista más simplificada, se tiene la siguiente geometría básica de la estructura.

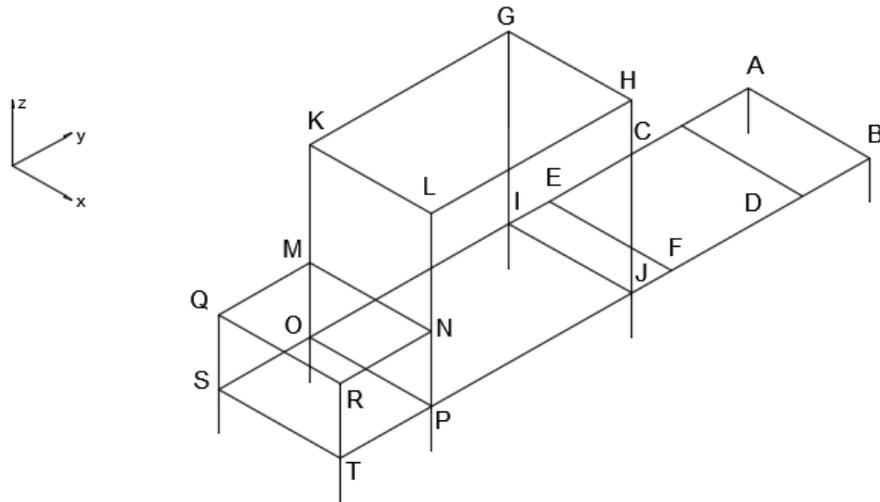


Figura 3.23. Geometría de la estructura

3.8.3. Montaje del motor

El motor de combustión irá apoyado sobre cuatro puntos (C, D, E y F), los cuales soportarán directamente el peso de este y además el torque de funcionamiento, la distribución de fuerzas se puede apreciar en la figura 3.24.

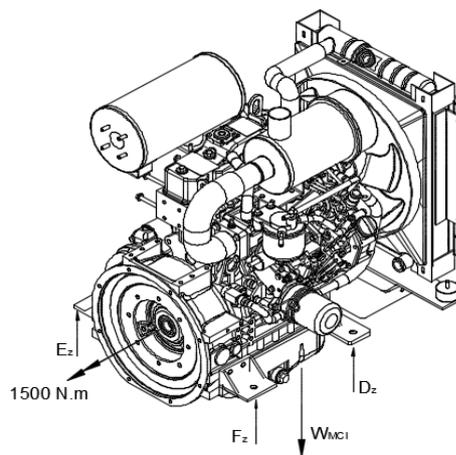


Figura 3.24. DCL Motor

Ahora trasladaremos el torque de funcionamiento a los puntos de apoyo:

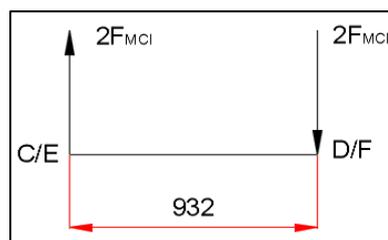


Figura 3.25. Traslación del momento del MCI

$$2 \cdot F_{MCI} \cdot (932) = 1500000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{MCI} = 804 \text{ N}$$

En cada uno de estos puntos se tendrá un soporte, descrito por los componentes mostrados en la figura 3.26.

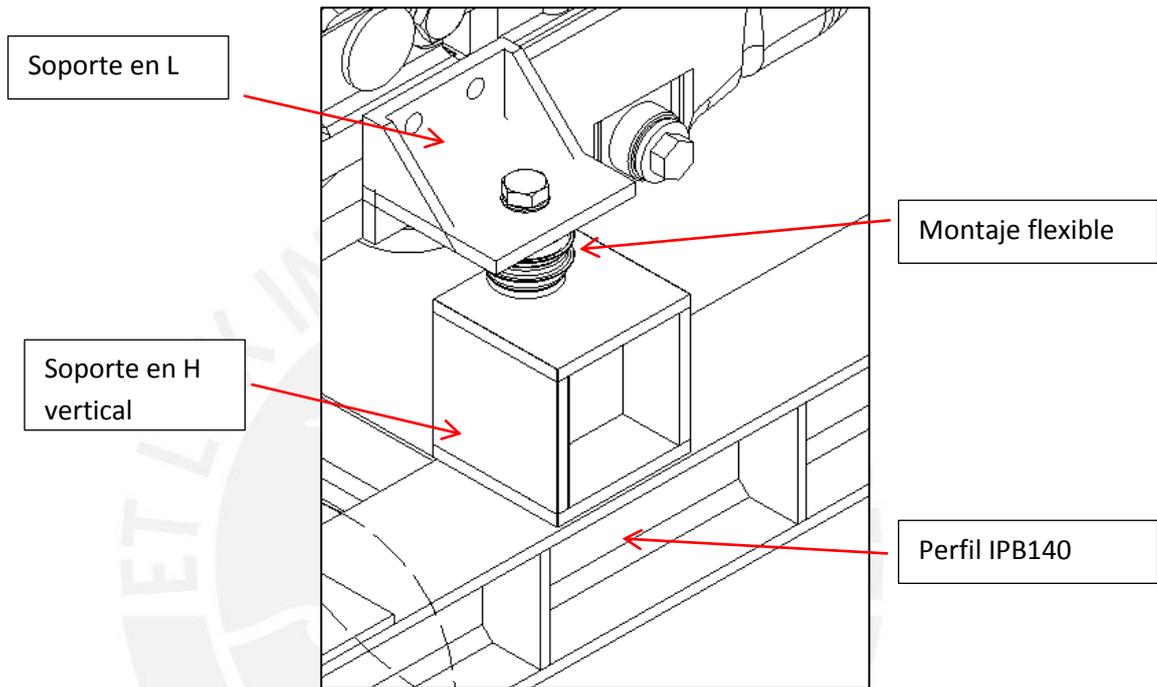


Figura 3.26. Partes del soporte del motor

En la parte superior del esquema, se tiene un soporte en L que conecta al motor con el soporte flexible, este tiene un espesor de 1/2". Después sigue el montaje flexible, el cual absorberá gran parte del movimiento vibratorio del motor. Este fue seleccionado del manual de instalación del equipo [16].

$$\frac{W_{MCI}}{4} = \frac{8500}{4} = 2082.5 \text{ N}$$

Este montaje flexible se sujetará de un soporte en L que da al mismo motor y de un perfil en H vertical que da a la viga A-S/B-T de la estructura, realizando la unión por medio de un tornillo y tuerca. Además el perfil H irá soldado a la estructura en los puntos C-D-E-F. Como el peso del motor cae sobre el ala del perfil a una distancia de 46 mm del alma de la viga, se genera un momento. El momento depende de la carga, siendo el mayor valor para los puntos D y F.

$$(2082.5 + 804) \cdot 46 = 128449 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

El cuadro de selección de montajes flexibles y el análisis de vibraciones del conjunto (motor y soportes) se muestran en la sección 3.11.

3.8.4. Análisis de vigas y verificación de falla por fluencia

Ahora se procederá a analizar las fuerzas actuantes en cada una de las vigas más críticas de la estructura, para luego obtener los esfuerzos resultantes de estas y verificar que no fallen por fluencia.

Análisis y verificación de falla por fluencia viga G-H/K-L

Estas son las vigas que soportarán el peso del tanque, el cual se ha tomado como una fuerza distribuida en medio de cada viga. El perfil usado para las vigas es L 75x75x8 y estarán soldadas en cada extremo. Siendo el peso del tanque:

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

La carga distribuida será:

$$q_T = \frac{3695}{762} = 4.84 \text{ N/mm}$$

Se tiene el siguiente DCL:

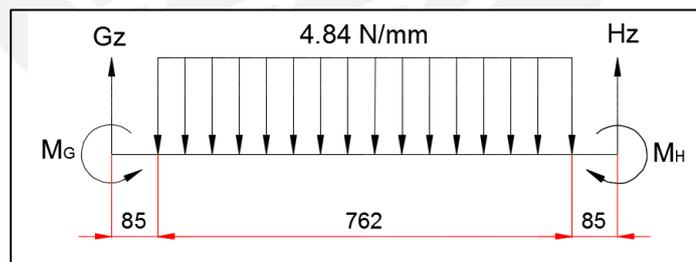


Figura 3.27. DCL de viga GH

$$\sum F_z = 0 \rightarrow G_z + H_z = 3695 \text{ N}$$

$$\sum M_G = 0 \rightarrow M_G - 3695 \cdot \left(\frac{932}{2}\right) + H_z \cdot 932 + M_H = 0$$

$$\rightarrow H_z = G_z = 1847.7 \text{ N}$$

Se tiene un sistema hiperestático, para el cual se hallaron los momentos de empotramiento haciendo uso de la ecuación 3.11 [17], la cual se obtuvo de la tabla ubicada en el Anexo 9.

$$M_G = -M_H = \frac{q_T \cdot b}{24 \cdot L_{GH}} \cdot [3 \cdot (L_{GH}^2) - (b^2)] \quad (3.11)$$

$$M_G = -M_H = \frac{4.84 \cdot 762}{24 \cdot 932} \cdot [3 \cdot (932^2) - (762^2)] = 333923.6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Ya con las reacciones y momentos de la viga, se puede hallar su diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.

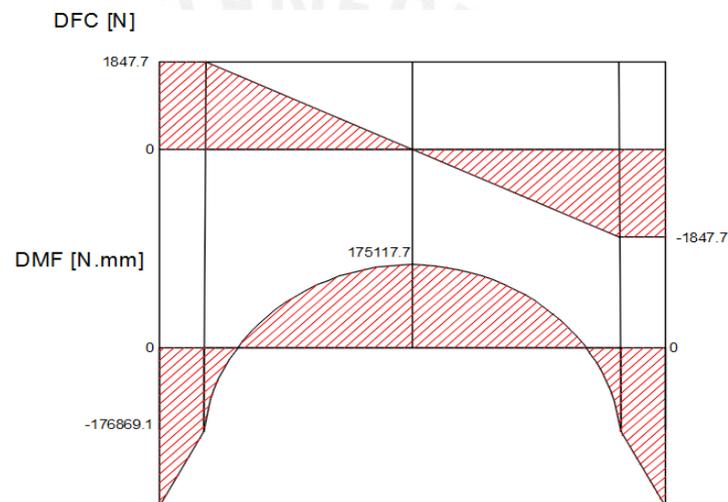


Figura 3.28. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de viga G-H

Se puede apreciar que el punto medio es el crítico, ya que es el de mayor momento flector. Calculemos sus esfuerzos:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{333923.6 \cdot 53.7}{589000} = 30.44 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{1845.85}{1150} = 1.6 \text{ N/mm}^2$$

Final hallamos el esfuerzo equivalente según Von Mises con la ecuación 3.12:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_{fc})^2 + 3 \cdot (\tau_c^2 + \tau_t^2)} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{30.44^2 + 3 \cdot (1.6)^2} = 30.56 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 30.56 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{adm} = 125 \frac{N}{mm^2} \rightarrow \text{No Falla}$$

Análisis y verificación de falla por fluencia viga G-I/H-J

Esta es la viga en la que soportará axialmente la carga del tanque y en la que irá atornillada el dispositivo de sujeción de la bomba de transmisión hidrostática. Para el análisis completo de la viga, se tienen que obtener las fuerzas transmitidas en los 4 puntos de sujeción del soporte de la bomba, como se puede apreciar en la figura 3.29.

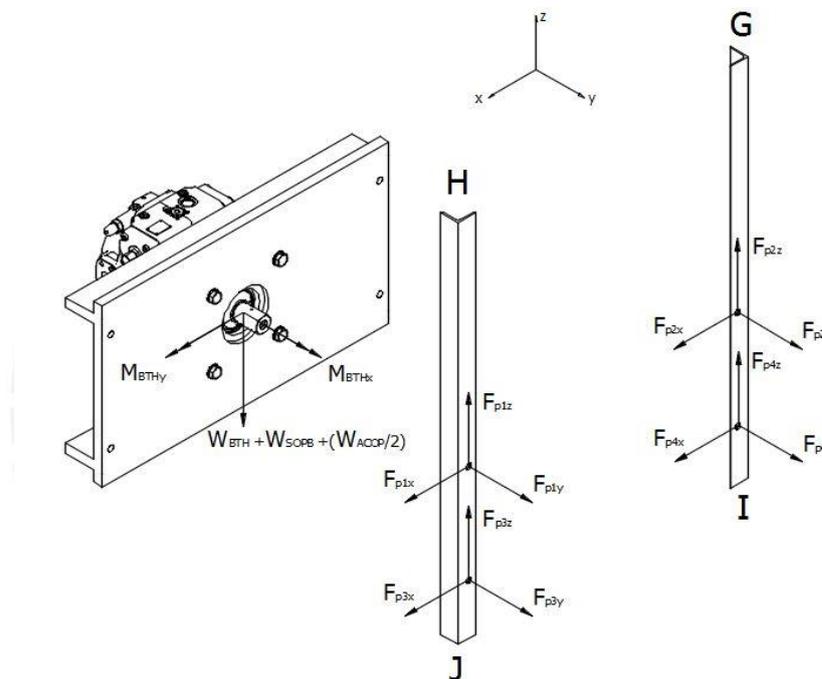


Figura 3.29. Traslación de fuerzas a vigas GI/HJ

Se asumió a la bomba y el soporte como un conjunto para la translación de fuerzas. Primero hallamos la fuerza F_1 , la cual actúa a causa del peso de la bomba, la mitad del peso del acople y el peso del soporte, esta se distribuye equitativamente entre los 4 puntos de sujeción, ya que son equidistantes al centro (Ver figura 3.30).

$$4 \cdot F_1 = W_{BTH} + W_{SOPB} + \frac{W_{ACOP}}{2} = 1010 + 900 + \frac{250}{2} = 2035 \text{ N}$$

$$F_1 = 508.7 \text{ N}$$

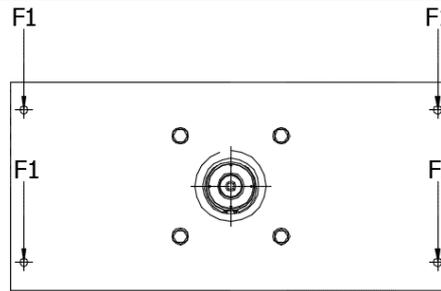


Figura 3.30. Fuerza debido al peso de la bomba

Luego hallamos F2, ocasionada por el momento que se originó al trasladar el peso de la bomba en el eje y , desde su centro de gravedad hasta la posición de la cara del soporte, con esto podemos igualar este valor de momento al otro generado por las reacciones en los puntos de sujeción. Los datos de la posición del centro de gravedad de la bomba se pueden encontrar en el Anexo 4.

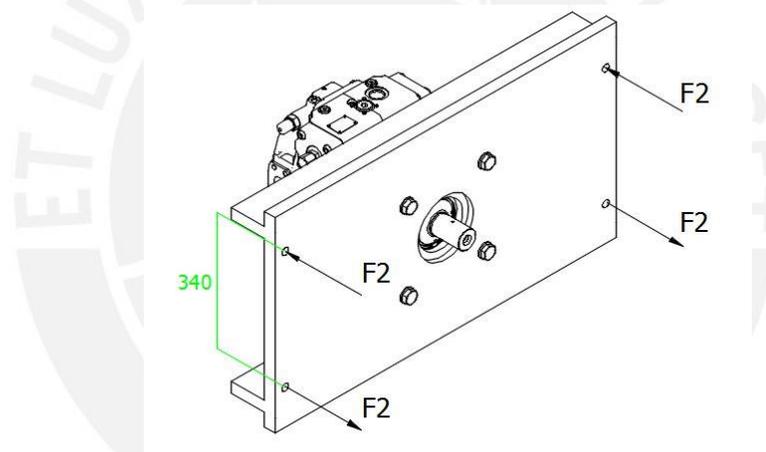


Figura 3.31. Fuerza debido al momento M_{BTHy}

$$M_{BTHy} = W_{BTH} \cdot (y + e_{SOPB}) = 1010 \cdot (180 + 30) = 212100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$2 \cdot F2 \cdot (340) = 212100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F2 = 312 \text{ N}$$

Y por último F3, generado por el momento que se originó al trasladar el peso de la bomba en el eje x . Una vez trasladada la fuerza al centro del soporte, se distribuye en los agujeros de sujeción de la forma en la que se ve en la figura 3.32.

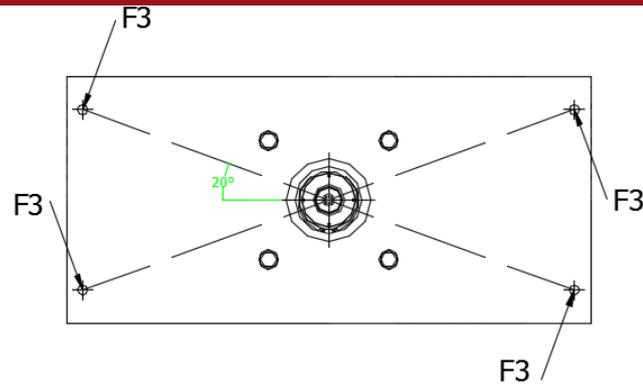


Figura 3.32. Fuerza debido al momento M_{BTHx}

$$M_{BTHx} = W_{BTH} \cdot x = 1010 \cdot 5 = 5050 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$4 \cdot F3 \cdot (490.4) = 5050 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$F3 = 2.6 \text{ N}$$

Ahora, por superposición, se tienen las siguientes fuerzas en cada punto:

$$F_{p1x} = 2.6 \cdot \text{sen}(20^\circ) = 0.89 \text{ N}$$

$$F_{p2x} = 2.6 \cdot \text{sen}(20^\circ) = 0.89 \text{ N}$$

$$F_{p1y} = -312 \text{ N}$$

$$F_{p2y} = -312 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_{p1z} &= -508.7 - 2.6 \cdot \cos(20^\circ) \\ &= -511.1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{p2z} &= -508.7 + 2.6 \cdot \cos(20^\circ) \\ &= -506.2 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{p3x} = -2.6 \cdot \text{sen}(20^\circ) = -0.89 \text{ N}$$

$$F_{p4x} = -2.6 \cdot \text{sen}(20^\circ) = -0.89 \text{ N}$$

$$F_{p3y} = 312 \text{ N}$$

$$F_{p4y} = 312 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_{p3z} &= -508.7 - 2.6 \cdot \cos(20^\circ) \\ &= -511.1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{p4z} &= -508.7 + 2.6 \cdot \cos(20^\circ) \\ &= -506.2 \text{ N} \end{aligned}$$

Ahora que ya se tienen las fuerzas en cada uno de los puntos de sujeción, se pueden analizar las vigas G-I y H-J. Para esto, se tuvo en cuenta que la viga ira empotrada por el lado J/I y articulada en el otro.

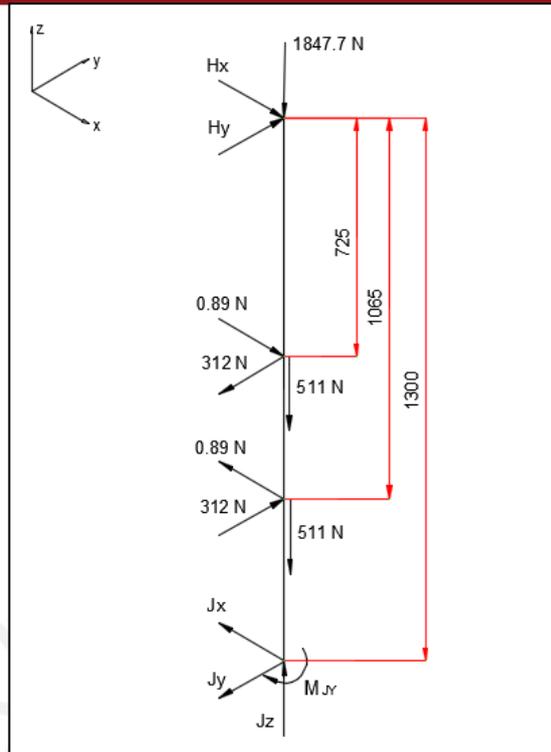


Figura 3.33. DCL de viga HJ

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -1847.7 - 511 - 511 + J_z = 0 \rightarrow J_z = 2869.7 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow H_y - 312 + 312 - J_y = 0 \rightarrow H_y = J_y$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H_x + 0.89 - 0.89 - J_x = 0 \rightarrow H_x = J_x$$

$$\sum M_{H(y-z)} = 0 \rightarrow -(312 \cdot 725) + (312 \cdot 1065) - (J_y \cdot 1300) - M_{Jy} = 0$$

$$\sum M_{H(x-z)} = 0 \rightarrow -(2.6 \cdot 572) + (2.6 \cdot 912) + (J_x \cdot 1300) - M_{Jx} = 0$$

Como presentan las ecuaciones, esta viga es hiperestática, por lo que se utilizará una de las fórmulas presentes en la tabla del Anexo 9. Para llevar a cabo este análisis se simplificaron los pares de fuerza en un momento equivalente. Se ve que el plano y-z es el que contiene las mayores fuerzas, de tal forma que será en el que se seguirá el análisis.

$$M_{312} = 312 \cdot 340 = 106080 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Jy} = \frac{M_{312}}{2} \cdot \left[1 - 3 \cdot \left(\frac{d_{M312}}{L_{HJ}} \right)^2 \right] = \frac{106080}{2} \cdot \left[1 - 3 \cdot \left(\frac{895}{1300} \right)^2 \right] = -22379.58 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Despejando se tiene:

$$J_y = H_y = 98.81 \text{ N}$$

Ahora, se pueden realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Ver figura 3.34).

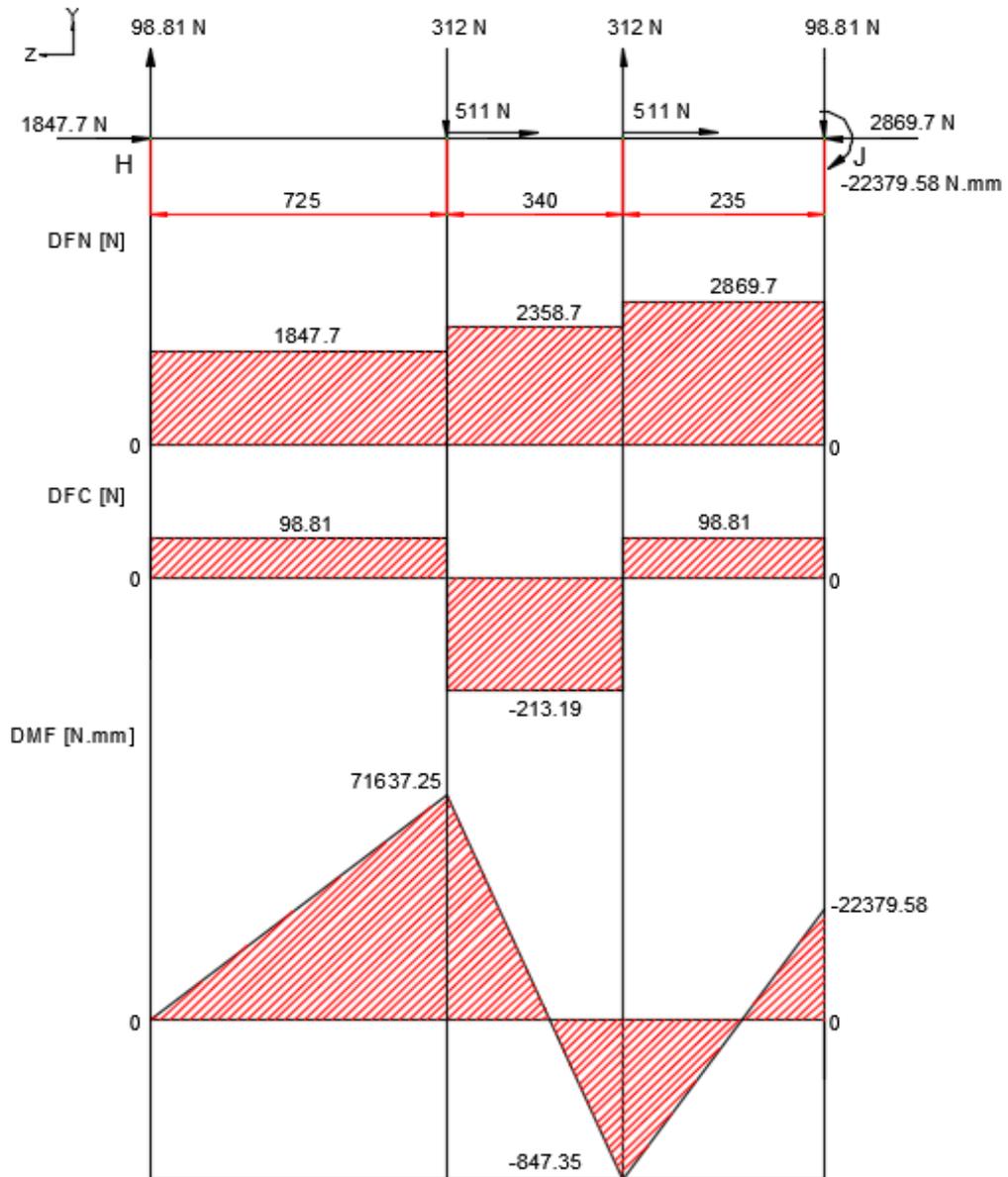


Figura 3.34. Diagrama de fuerza normal, fuerza cortante y momento flector de viga HJ

El punto crítico se encuentra a una distancia de 725 mm del punto H. Como se tienen perfiles L de 75x750x8 en este caso, se verá cual esfuerzo flector genera mayor problema en conjunto con el esfuerzo normal.

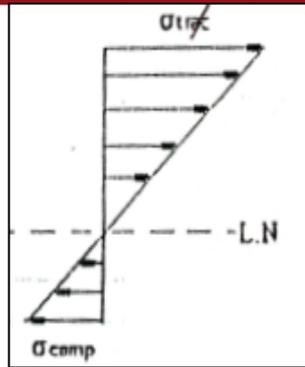


Figura 3.35. Distribución de esfuerzo en perfil L

$$\rightarrow \sigma_{ft} = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{71637.25 \cdot 53.7}{589000} = 6.53 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{fc} = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{71637.25 \cdot 21.3}{589000} = -2.59 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{1847.7 + 511}{1150} = -2.05 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{213.19}{1150} = 0.18 \text{ N/mm}^2$$

En este caso el mayor esfuerzo se genera con el esfuerzo flector de compresión:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{fc})^2 + 3 \cdot (\tau_c)^2} = \sqrt{(-2.59 - 2.05)^2 + 3 \cdot (0.18)^2} = 4.69 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 4.69 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{No Falla}$$

Análisis y verificación de falla por fluencia viga K-O/L-P

El procedimiento para el análisis de estas vigas es el mismo que el anterior, estas también soportarán parte del peso del tanque, el del soporte del motor hidráulico y además, el de la mesa de trabajo en la que van la bomba junto con su soporte. Los perfiles a usar también serán en L de 75x75x8. Primero hallamos la fuerza F1:

$$4 \cdot F1 = W_{MTH} + W_{SOPM} + \frac{W_{ACOP}}{2} = 600 + 900 + \frac{150}{2}$$

$$F1 = 393.75 \text{ N}$$

Luego, la fuerza F_2 generada por la traslación del peso del motor hidráulico en el eje y . La imagen de la posición del centro de gravedad del motor hidráulico se encuentra en el Anexo 4.

$$M_{MTHy} = W_{MTH} \cdot (y + e_{SOPM}) = 600 \cdot (139 + 35) = 104400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

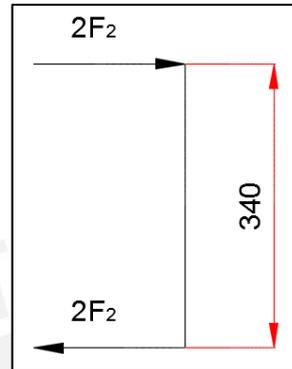


Figura 3.36. Fuerza debido al momento M_{MTHy}

$$2 \cdot F_2 \cdot (340) = 104400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_2 = 153.52 \text{ N}$$

Ahora, por superposición:

$$F_{p5x} = F_{p6x} = 0 \text{ N}$$

$$F_{p7x} = F_{p8x} = 0 \text{ N}$$

$$F_{p5y} = F_{p6y} = 153.52 \text{ N}$$

$$F_{p7y} = F_{p8y} = -153.52 \text{ N}$$

$$F_{p5z} = F_{p6z} = -393.75 \text{ N}$$

$$F_{p7z} = F_{p8z} = -393.75 \text{ N}$$

Ahora que ya se tienen las fuerzas, se tiene el siguiente DCL. En este se consideró una fuerza adicional, la cual es generada por el peso de la bomba de prueba y su brida, la cual es transmitida a los puntos mostrados en el DCL.

$$W_{BP} + W_{SOPBP} + \frac{W_{ACOP}}{2} = 730 + 650 + \frac{150}{2} = 1455 \rightarrow \frac{1455}{4} = 363.75 \text{ N}$$

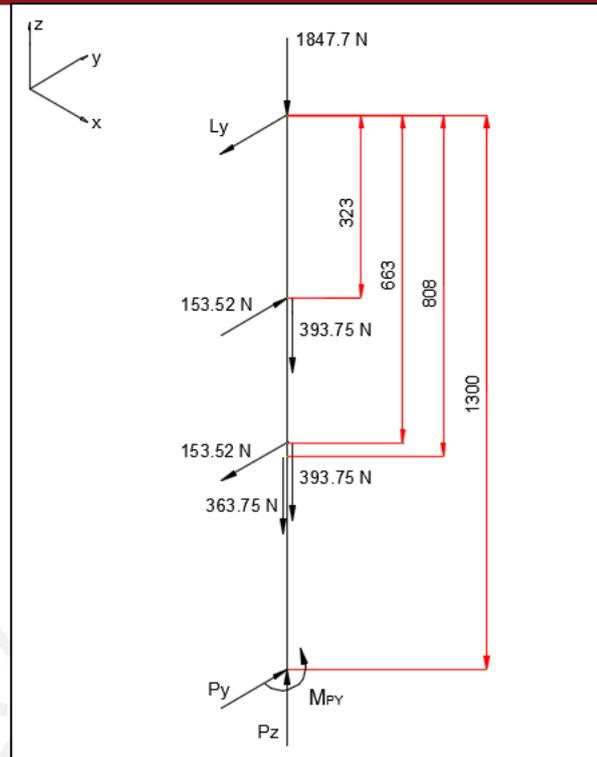


Figura 3.37. DCL de viga L-P

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -1847.7 - 393.75 - 393.75 - 363.75 + P_z = 0 \rightarrow P_z = 2999 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -L_y + 153.52 - 153.52 + P_y = 0 \rightarrow L_y = P_y$$

$$\sum M_{L(y-z)} = 0 \rightarrow (153.52 \cdot 323) - (153.52 \cdot 663) + (P_y \cdot 1300) - M_{Py} = 0$$

Como en el caso anterior, la viga es hiperestática al haber empotramiento en el punto P y tener un momento extra. Se aplica la misma fórmula para obtener el momento:

$$M_{153.52} = 153.52 \cdot 340 = 52197 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Py} = \frac{M_{153.52}}{2} \cdot \left[1 - 3 \cdot \left(\frac{d_{M150.4}}{L_{LP}} \right)^2 \right] = \frac{52197}{2} \cdot \left[1 - 3 \cdot \left(\frac{493}{1300} \right)^2 \right] = 14838.35 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Despejando se tiene:

$$L_y = P_y = 51.56 \text{ N}$$

Con esto se tienen los diagramas:

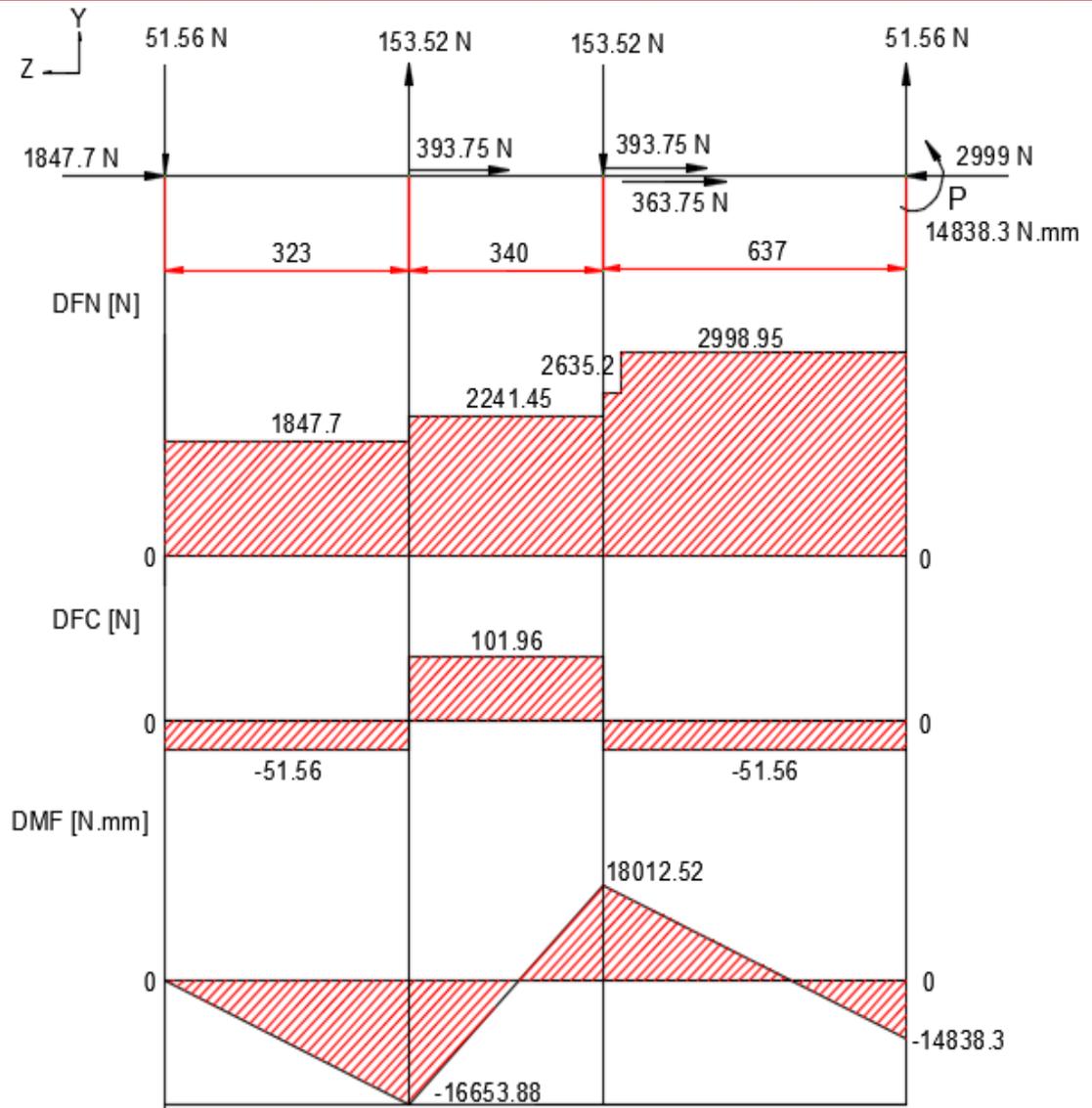


Figura 3.38. Diagrama de fuerza normal, fuerza cortante y momento flector de viga LP

El punto crítico se encuentra a 323 mm del extremo L, este caso se analiza de la misma forma que en la sección anterior.

$$\rightarrow \sigma_{ft} = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{18012.5 \cdot 53.7}{589000} = 1.64 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{fc} = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{18012.5 \cdot 21.3}{589000} = -0.65 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{2635.2}{1150} = -2.29 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{101.96}{1150} = 0.08 \text{ N/mm}^2$$

Igual al caso anterior, el mayor esfuerzo se genera con el esfuerzo flector de compresión sumado al esfuerzo normal:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_{fc})^2 + 3 * (\tau_c)^2} = \sqrt{(-2.29 - 0.65)^2 + 3 * (0.08)^2} = 2.94 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 2.94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Análisis y verificación de falla por fluencia viga A-S/B-T

Estas dos vigas son las que irán a lo largo de toda la longitud del banco, soportando todas las cargas y rigidizando la estructura, por lo que se han usado vigas HEB 140. Estas vigas irán soportadas sobre 8 perfiles cuadrados de 90x90x8, y se han dispuesto en los puntos P-J/O-I (soportes de la bomba y motor hidráulico de la transmisión hidrostática), de esta manera se evita que haya deflexión en estos puntos y se exponga a que la transmisión falle.

Como para cada una de las vigas se tienen 4 empotramientos con reacciones desconocidas y un conjunto de momentos flectores, momentos torsores, fuerzas axiales y cortantes, se hizo la simulación de esta viga en el programa Autodesk Inventor (Figura 3.39). El programa nos brinda los diagramas de fuerzas y momentos. En base a estos anteriores, el programa nos proporciona los diagramas de esfuerzo normal, esfuerzo flector normal, esfuerzo cortante y esfuerzo torsor (Véase Anexo 8).

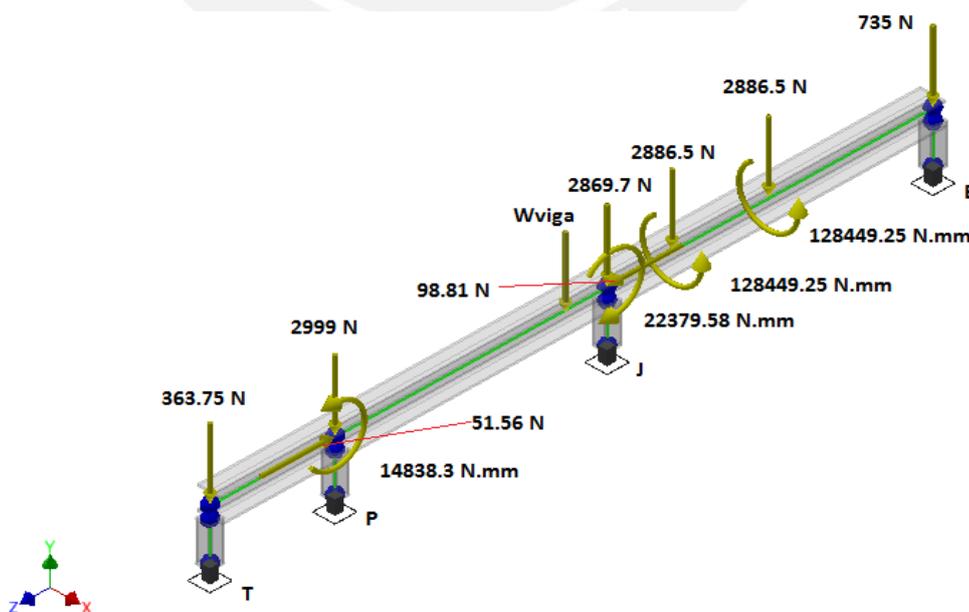


Figura 3.39. Análisis de fuerzas de la viga TB en Autodesk Inventor

Como se puede apreciar en los diagramas anexados, los mayores esfuerzos se dan en el punto J, el cual se encuentra a una distancia de 1825 mm del punto B. Ahora, hallamos el esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma_n = -0.737 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fc} = -5 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = -0.75 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = -14.815 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_{fc})^2 + 3 \cdot (\tau_c^2 + \tau_t^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(-0.737 - 5)^2 + 3 \cdot (0.75^2 + 14.815^2)} = 26.32 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = 26.32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.8.5. Verificación de falla por pandeo

Para el análisis por pandeo se tienen 4 vigas críticas (G-I, H-J, K-O y L-P) de igual longitud y tamaño de perfil, las cuales son las más largas presentes en la estructura. Dentro de estas 4, son 2 las que presentan mayor carga axial (K-O y L-P), de tal manera que son estas las que se analizaron. El método usado para este cálculo es el omega.

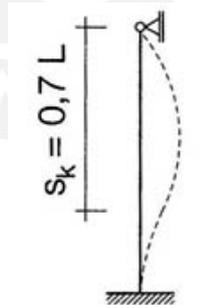


Figura 3.40. Pandeo de viga empotrada en la base

Como se tiene un perfil en L, el radio de giro para el análisis es el del eje n-n (Ver ecuación 3.13), ya que su momento de inercia respecto a este eje es la menor.

$$i_{n-n} = \sqrt{\frac{I_{n-n}}{A}} \quad (3.13)$$

$$i_{n-n} = \sqrt{\frac{244000}{1150}} = 14.56 \text{ mm}$$

Al ser una viga articulada por un lado y empotrada por el otro, se tiene la siguiente longitud de pandeo:

$$L_p = \beta \cdot L \quad (3.14)$$

$$L_p = 0.7 \cdot 1300 = 910 \text{ mm}$$

Por ende, el grado de esbeltez es:

$$\lambda = \frac{L_p}{i_{n-n}} \quad (3.15)$$

$$\lambda = \frac{910}{14.56} = 62.5$$

Para este grado de esbeltez, se tiene el siguiente valor de coeficiente omega:

$$\omega = 1.32$$

Ahora, determinamos el esfuerzo normal y equivalente:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{1847.7}{1150} = 1.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_n \cdot \omega = 1.6 \cdot 1.5 = 2.41 \text{ N/mm}^2$$

Siendo el factor de seguridad de 1.71, se verifica:

$$\sigma_{eq} = 2.41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \frac{\sigma_F}{1.71} = \frac{250}{1.71} = 146.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Así mismo se ve que el máximo esfuerzo normal se da a partir de una distancia de 420 mm de la base, así que esta longitud también será analizada a pandeo.

$$L_p = \beta \cdot L = 0.7 \cdot 420 = 294 \text{ mm}$$

Por ende, el grado de esbeltez es:

$$\lambda = \frac{L_p}{i_{n-n}} = \frac{294}{14.56} = 20.19$$

Para este grado de esbeltez, se tiene el siguiente valor de coeficiente omega:

$$\omega = 1.04$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{2999}{1150} = 2.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_n \cdot \omega = 2.6 * 1.08 = 2.8 \text{ N/mm}^2$$

Siendo el factor de seguridad de 1.71, se verifica:

$$\sigma_{eq} = 2.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \frac{\sigma_F}{1.71} = \frac{250}{1.71} = 146.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.8.6. Análisis de deflexión

El análisis por deflexión de los tramos J-B/I-A es importante, ya que son las que soportarán al motor de combustión interna. Se procederá a obtener la deflexión máxima ante la acción de cada una de las fuerzas perpendiculares a la viga, las cuales son de 2082.5 N sumadas a las del torque del motor, de 804 N. Para el análisis, se tomaron las vigas como si fueran articuladas en ambos lado, utilizando la ecuación 3.16 para hallar las deflexiones.

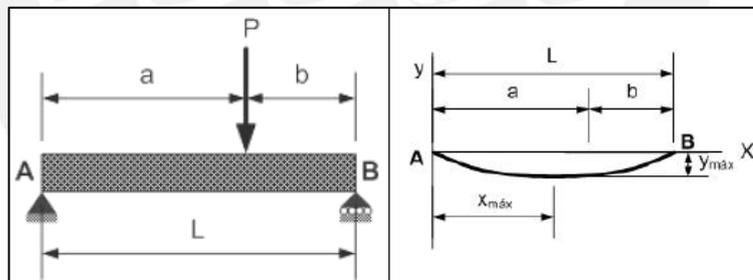


Figura 3.41. Deflexión de viga articulada con una fuerza puntual

$$\delta = \frac{P \cdot b}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot [x^3 - (L^2 - b^2) \cdot x] \tag{3.16}$$

Primero, hallaremos la deflexión que genera cada una de las fuerzas en el punto de máximos esfuerzos, ya que este es el punto de máxima deflexión. En los diagramas realizados previamente (Véase Anexo 8), se puede ver que el punto crítico se encuentra a 850 mm del extremo A/B.

$$\delta_1 = \frac{(2082.5 + 804) \cdot 305}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15100000 \cdot 1780} \cdot [850^3 - (1780^2 - 305^2) \cdot 850] = -0.054 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = \frac{(2082.5 + 804) \cdot 850}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15100000 \cdot 1780} \cdot [905^3 - (1780^2 - 850^2) \cdot 905] = -0.11 \text{ mm}$$

La deflexión total es la suma de las dos anteriores:

$$\delta_T = \delta_1 + \delta_2 = -0.054 - 0.11 = -0.164 \text{ mm}$$

La deflexión aceptada por cada metro de viga es de 1 mm:

$$\frac{\delta_T}{L} = \frac{0.164}{1.78} = 0.092 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 1 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$$

3.9. Cálculo y selección de tornillos

Se han analizado 3 uniones atornilladas, las que son pertenecientes a los soportes que sujetan los equipos hidráulicos: motor hidráulico, bomba hidráulica y bomba de prueba.

3.9.1. Tornillos de sujeción del soporte de bomba de transmisión hidrostática

Para este soporte, como en todos los demás, se utilizó tornillos M16 x 65 de grado 8.8, los cuales juntos con el torque de ajuste en el montaje deben impedir que las fuerzas cortantes sean transmitidas a los tornillos. Todas las uniones son del tipo UTT, o sea, con tornillo y tuerca.

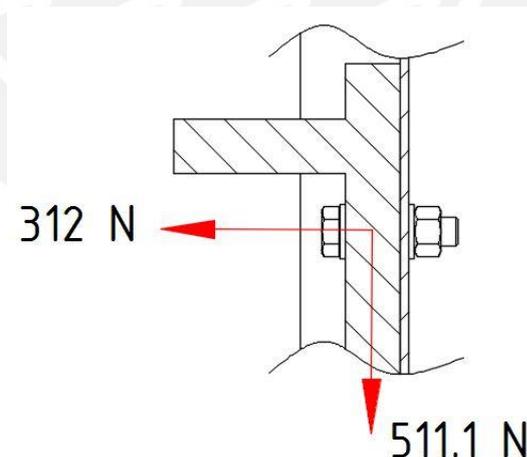


Figura 3.42. Fuerzas en tornillos de soporte

Constante de rigidez de los tornillos

Primero se calculará la constante de rigidez de los tornillos haciendo uso de la ecuación 3.17. En la tabla 3.20 Se muestran las dimensiones de los tramos del tornillo según la norma VDI 2230.

Tabla 3.20. Dimensiones de tornillo M16

Tramo		Di (mm)	Li (mm)	Ai (mm ²)	Li/Ai
I	Cabeza	16	8	201.06	0.04
II	Tramo sin rosca	16	27	201.06	0.13
III	Tramo área red.	-	-	-	-
IV	Tramo roscado libre	13.546	19.2	144.12	0.13
V	Tramo roscado dentro de la tuerca	13.546	8	144.12	0.06
VI	Filetes en contacto	16	6.4	201.06	0.03

Siendo el módulo de elasticidad del acero conocido, se tiene:

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (3.17)$$

$$\frac{1}{C_t} = \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot (0.04 + 0.13 + 0.13 + 0.06 + 0.03) = 1.97 \cdot 10^{-6}$$

$$C_t = 506787.5 \text{ N/mm}$$

Constante de rigidez de las placas

Ahora, se procede a calcular la constante de rigidez de las placas. Para esto primero tenemos que definir la geometría de la distribución de los esfuerzos a compresión, lo cual se obtiene con los siguientes valores:

Longitud entre placas $\rightarrow L_p = 27.05 \text{ mm}$

Diámetro de la superficie de apoyo de la cabeza del tornillo $\rightarrow d_1 = 24 \text{ mm}$

Diámetro de circunferencia igual al menor ancho de placa $\rightarrow D_{ext} = 75 \text{ mm}$

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{27.05}{24} = 1.127$$

$$\varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} = \frac{75}{24} = 3.125$$

$$tg(\gamma) = 0.362 + 0.032 \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0.153 \ln(\varepsilon) = 0.52 \rightarrow \gamma = 27.38^\circ$$

$$D_{m\acute{a}x} = d_1 + L_p \cdot tg(\gamma) = 24 + 27.05 \cdot tg(27.38^\circ) = 38.01 \text{ mm}$$

Como se tiene la configuración $D_{ext} > D_{m\acute{a}x} > d_1$, se formarán dos troncos de cono como distribución de los esfuerzos de compresión. Al saber esto, se puede calcular

la constante de rigidez de cada uno de los conos con la ecuación 3.18, para luego hallar la total perteneciente a las placas.

$$C_{con} = \frac{\pi \cdot E_{con} \cdot D_{ag} \cdot tg(\gamma)}{\ln\left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})}\right)} \quad (3.18)$$

$$C_{con} = \frac{\pi \cdot 200000 \cdot 18 \cdot tg(27.38)}{\ln\left(\frac{(38.01 - 18) \cdot (24 + 18)}{(38.01 + 18) \cdot (24 - 18)}\right)} = 6390878.50 \text{ N/mm}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{con}} + \frac{1}{C_{con}} \rightarrow C_p = 3195439.25 \text{ N/mm}$$

Fuerza de asentamiento

Ya con las constantes de rigidez, se procede a calcular la fuerza de asentamiento total (Ver ecuación 3.20). Para obtener los asentamientos se ha asumido un promedio de profundidad de rugosidad de $25 \mu\text{m}$ y carga del tipo transversal.

$$\delta_{as} = \delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{placas} \quad (3.19)$$

$$\delta_{as} = 3 + 4.5 + 2.5 = 10 \mu\text{m}$$

$$F_{as} = \frac{C_t \cdot C_p}{C_t + C_p} \cdot \delta_{as} \quad (3.20)$$

$$F_{as} = \frac{506787.5 \cdot 3195439.25}{506787.5 + 3195439.25} \cdot 0.010 = 4374.15 \text{ N}$$

Ya con la fuerza de asentamiento, se procede a hallar la fuerza residual. La placa del soporte de bomba está sometida a una carga transversal de 511 N por parte del peso de esta misma. A partir de esta podemos obtener la fuerza residual, tomando un coeficiente de fricción μ igual 0.15 y estableciendo la siguiente condición de equilibrio:

$$\mu \cdot F_{res} > F_{trans} \rightarrow 0.15 \cdot F_{res} > 511 \rightarrow F_{res} > 3406 \text{ N}$$

Por lo tanto, para cumplir la condición, se asumirá el valor 3500 N para la fuerza residual. Con estos datos ya se puede obtener el valor de la fuerza de montaje mínima basándose en el esquema de la figura 3.43 y aplicando la ecuación 3.21.

$$F_{Mmin} = F_{res} + F_{ext/p} + F_{as} \quad (3.21)$$

$$F_{Mmin} = 3500 + 312 \cdot \frac{C_p}{C_t + C_p} + 4374.15 = 8110.77 \text{ N}$$

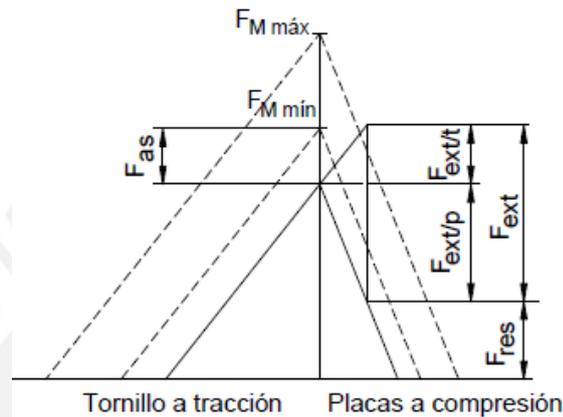


Figura 3.43. Diagrama esfuerzo-deformación de tornillo y placas [18]

Ya con la fuerza de montaje mínima, podemos obtener la máxima a partir de la ecuación 3.22, asumiendo que el montaje es con torquímetro, el cual nos da un factor de ajuste de 1.5.

$$\alpha_A = \frac{F_{Mmáx}}{F_{Mmin}} \quad (3.22)$$

$$1.5 = \frac{F_{Mmáx}}{8110.77}$$

$$F_{Mmáx} = 12166.16 \text{ N}$$

Verificación por fluencia

Ahora se procederá a evaluar la resistencia del tornillo, comenzando por el análisis de falla por fluencia. Para este análisis se tiene que hallar el esfuerzo equivalente según Von Mises en los casos críticos. Primero se hallará el momento de montaje en base a la fuerza de montaje máxima haciendo uso de la ecuación 3.23. Siendo obtenidos los siguientes datos por el tipo de tornillo:

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\varphi = 2.48$$

$$d_2 = 14.701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 13.546 \text{ mm}$$

Se tiene:

$$\operatorname{tg}(\rho') = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0.15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 0.17 \rightarrow \rho' = 9.83^\circ$$

$$M_{tM} = F_{Mm\acute{a}x} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (3.23)$$

$$M_{tM} = 12166.16 \cdot \operatorname{tg}(2.48 + 9.83) \cdot \frac{14.701}{2} = 18508.85 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Luego, hallamos el diámetro resistente del tornillo con la ecuación 3.24.

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (3.24)$$

$$d_0 = \frac{14.701 + 13.55}{2} = 21.47 \text{ mm}$$

Ya con estos valores, podemos hallar los esfuerzos producidos por el momento de ajuste máximo.

$$\sigma_M = \frac{4 \cdot F_{Mm\acute{a}x}}{\pi \cdot d_0^2} = \frac{4 \cdot 12166.16}{\pi \cdot 21.47^2} = 33.59 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tM} = \frac{16 \cdot M_{tM}}{\pi \cdot d_0^3} = \frac{16 \cdot 18508.85}{\pi \cdot 21.47^3} = 10.03 \text{ N/mm}^2$$

Y con estos, el esfuerzo equivalente según Von Misses:

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{(\sigma_M)^2 + 3 \cdot (\tau_{tM})^2} = \sqrt{(33.59)^2 + 3 \cdot (10.03)^2} = 37.82 \text{ N/mm}^2$$

Este se compara con el esfuerzo de fluencia, dado por el grado del tornillo, multiplicado por un factor de 0.9 dado por la norma VDI 2230:

$$37.82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 0.9 \cdot \sigma_F = 0.9 \cdot 640 = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Verificación por presión admisible en los filetes

Ahora se analizará los esfuerzos de compresión en las superficies de contacto, los cuales son la cabeza del tornillo y tuerca. El área de contacto se define por la ecuación 3.25.

$$A_c = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (3.25)$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot (24^2 - 18^2)}{4} = 197.92 \text{ mm}^2$$

Siendo el caso crítico con la fuerza de montaje máxima, se tiene la presión máxima de contacto aplicando la ecuación 3.26:

$$p = \frac{F_{Mmáx}}{A_c} \quad (3.26)$$

$$p = \frac{12166.16}{197.92} = 61.47 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq p_{adm} = 260 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Momento de ajuste durante montaje

Al momento de hacer el montaje se tienen que vencer fuerzas entre el tornillo y la tuerca, junto con las fuerzas de fricción entre la tuerca y la placa. Para realizar esto, se tiene que aplicar un momento de ajuste total, el cual está definido por la ecuación 3.27.

$$M_{Ajuste} = M_{tM} + M_{fp.t} \quad (3.27)$$

El momento necesario para vencer las fuerzas entre placa y tornillo es el siguiente:

$$M_{fp.t} = \mu \cdot F_{Mmáx} \cdot \frac{D_{mt.p}}{2} \quad (3.28)$$

$$\rightarrow D_{mt.p} = \frac{d_1 + d_{ag}}{2} = \frac{24 + 18}{2} = 21 \text{ mm}$$

$$M_{fp.t} = 0.15 \cdot 12166.16 \cdot \frac{21}{2} = 19161.7 \text{ N.mm}$$

Por lo tanto el momento de ajuste total será:

$$M_{Ajuste} = 18508.85 + 19161.7 = 38671 \text{ N.mm}$$

3.9.2. Tornillos de sujeción del soporte del motor de transmisión hidrostática

Estos son los tornillos que aseguran el soporte del motor hidráulico a la estructura, para este caso se utilizaron tornillos M16 x 65 de grado 8.8. A diferencia del caso anterior, se tiene una fuerza axial de 153.5 N y una transversal de 393.7 N, las cuales son generadas principalmente por el peso del componente. El procedimiento de análisis es igual al de la sección anterior, por lo que se presentarán los resultados obtenidos en la tabla 3.21.

Tabla 3.21. Cálculo de los tornillos se soporte de motor hidráulico

Fuerzas placa		
Axial	153.50	N
Transversal	393.70	N
Constante rigidez tornillo		
Ct	506787.52	N/mm
Constante rigidez placa		
Cp	3195439.25	N/mm
Fuerza de asentamiento		
Fas	4374.15	N
Fres	2624.67	N
Fext/p	132.49	N
FMmin	7131.30	N
FMmáx	10696.95	N
Verificación por fluencia		
MtM	17152.93	N.mm
σ_M	29.54	N/mm ²
τ_M	8.82	N/mm ²
σ_{eqM}	33.25	N/mm ²
Verificación por presión admisible en los filetes		
Ac	197.92	mm ²
ρ	54.05	N/mm ²
Momento de ajuste durante montaje		
Mfp.t	16847.70	N.mm
Majuste	34000.63	N.mm

3.9.3. Tornillos de sujeción del soporte de bomba de prueba

Por último, están los tornillos de sujeción del soporte de la bomba que se va a probar, para este caso se utilizaron tornillos M16 x 65, de grado 8.8. Estos tornillos solo asegurarán el soporte a la mesa de trabajo, por lo que no están solicitados a ninguna fuerza de tracción de placas o de corte a estas. El procedimiento es el mismo al anterior y los resultados de este se muestran en la tabla 3.22.

Tabla 3.22. Cálculo de los tornillos se soporte de bomba de prueba

Fuerzas placa		
Axial	0.00	N
Transversal	0.00	N
Constante rigidez tornillo		
Ct	506787.52	N/mm
Constante rigidez placa		
Cp	3195439.25	N/mm
Fuerza de asentamiento		
Fas	4374.15	N
Fres	0.00	N
Fext/p	0.00	N
FMmin	4374.15	N
FMmáx	6561.22	N
Verificación por fluencia		
MtM	10521.14	N.mm
σM	18.12	N/mm ²
τtM	5.41	N/mm ²
$\sigma_{eq}M$	20.40	N/mm ²
Verificación por presión admisible en los filetes		
Ac	197.92	mm ²
p	33.15	N/mm ²
Momento de ajuste durante montaje		
Mfp.t	10333.92	N.mm
Majuste	20855.07	N.mm

3.10. Cálculo de soldaduras

En esta sección se analizarán los cordones de soldadura más importantes de toda la estructura, que pertenecen a los perfiles L que soportan al tanque verticalmente. Estos puntos son los extremos de las vigas que soportan axialmente al tanque de aceite, los cuales irán soldados en forma perpendicular a las vigas A-S/B-T. La geometría del cordón se ve en la figura 3.44.

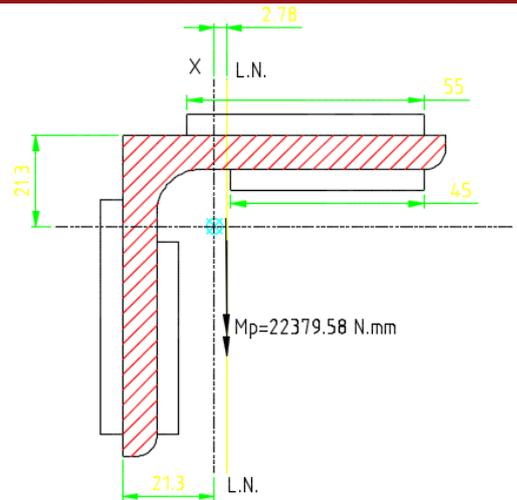


Figura 3.44. Geometría del cordón de soldadura en el perfil L

Esta sección está sometida a un momento y a una fuerza axial. Siendo el cordón de soldadura de 5 mm, se procederá obtener la posición del eje neutro, aplicando la ecuación 3.29.

$$\bar{y} = \frac{\sum \bar{y} \cdot A_i}{\sum A_i} \quad (3.29)$$

$$\bar{y} = \frac{21.2 \cdot (55 \cdot 5) + 26.2 \cdot (45 \cdot 5) - 23.8 \cdot (55 \cdot 5) - 10.8(45 \cdot 5)}{(55 \cdot 5) + (45 \cdot 5) + (55 \cdot 5) + (45 \cdot 5)} = 2.75 \text{ mm}$$

Luego, se determina la inercia alrededor de este eje haciendo uso del teorema de Steiner.

$$I_{c-c} = \left(\frac{55 \cdot 5^3}{12} + 55 \cdot 5 \cdot 26.6^2 \right) + \left(\frac{45 \cdot 5^3}{12} + 45 \cdot 5 \cdot 13.6^2 \right) + \left(\frac{5 \cdot 55^3}{12} + 55 \cdot 5 \cdot 18.4^2 \right) + \left(\frac{5 \cdot 45^3}{12} + 45 \cdot 5 \cdot 23.4^2 \right) = 560833 \text{ mm}^4$$

En este caso se analiza el punto más lejano al eje neutro, el cuál se encuentra a 46 mm de este. Se obtiene el esfuerzo normal debido a la flexión haciendo uso de la ecuación 3.30.

$$n_f = \frac{M_f \cdot c}{I_{c-c}} \quad (3.29)$$

$$n_f = \frac{22379.6 \cdot (46)}{560833} = 1.83 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Con este se tienen los esfuerzos:

$$\sigma_n = \frac{n_f + t_n}{\sqrt{2}} = \frac{1.83 + 0}{\sqrt{2}} = 1.29 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_n = \frac{n_f - t_n}{\sqrt{2}} = \frac{1.83 - 0}{\sqrt{2}} = 1.29 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{1.29^2 + 3 \cdot (1.29^2)} = 2.58 \frac{N}{mm^2}$$

Se verifica:

$$\sigma_{eq} = 2.58 \frac{N}{mm^2} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w \cdot \gamma_{Mw}} = \frac{360}{0.8 \cdot 1.25} = 360 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_n = 1.29 \frac{N}{mm^2} \leq \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0.9 \cdot 360}{1.25} = 259.2 \frac{N}{mm^2}$$

3.11. Análisis de vibraciones

Para este análisis se tomó en cuenta el siguiente esquema del motor con los soportes flexibles y este se simplificó a un sistema de una masa con 4 resortes, para luego ser simplificado a un sistema de masa equivalente y k equivalente:

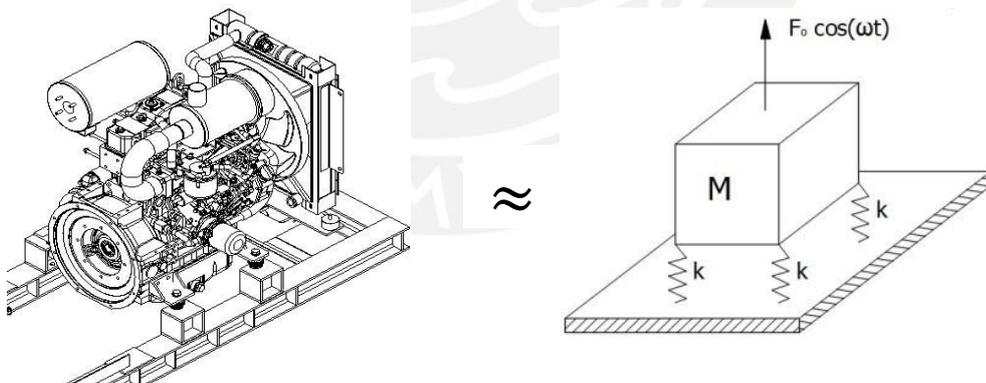


Figura 3.45. Esquema simplificado del motor

Haciendo uso del manual técnico de instalación del motor se seleccionó el soporte flexible adecuado, el cuál se puede ver en la tabla 3.23.

Tabla 3.23 Selección de soporte flexible [16]

Engine	Mass	Bedding type	Hardn. [Sh]	Maximum load on an element [kg]	Remark
BF4 M1013 (without drive)	580...620	SIM 300 Hardness A	40	220	
BF4 M1013 (with drive)	700...800	SIM 300 Hardness A	40	220	
BF6 M1013 (without drive)	750...820	SIM 300 Hardness R	50	300	
BF6 M1013 (with drive)	950...1050	SIM 300 Hardness R	50	300	
BF6 M1015 (without drive)	1050...1250	SIM 300 Hardness B	60	460	
BF6 M1015 (with drive)	1300...1550	SIM 300 Hardness B	60	460	
BF8 M1015 (without drive)	1360...1450	SIM 300 Hardness B	60	460	
BF8 M1015 (with drive)	1700...1800	SIM 300 Hardness B	60	460	Individual examination required

El soporte flexible adecuado para el motor seleccionado es el SIM 300 Hardness B, para el cual se tiene la siguiente tabla de fuerza vs deformación. Entramos al diagrama con el valor de fuerza en cada soporte.

$$\frac{W_{MCI}}{4} = \frac{8500}{4} = 2082.5 \text{ N}$$

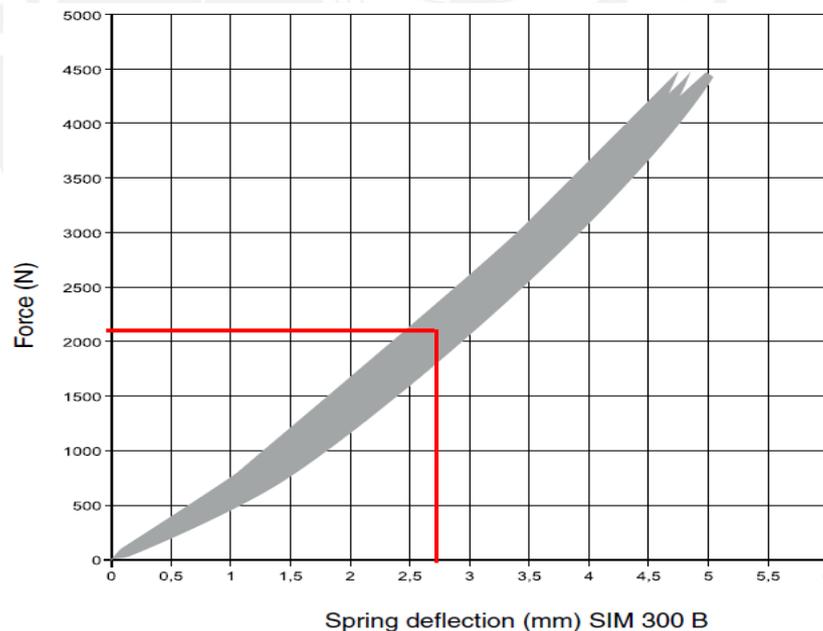


Figura 3.46. Diagrama fuerza vs deformación de soporte SIM 300 B [16]

Con estos valores se puede determinar la constante de elasticidad de cada soporte flexible:

$$F = k \cdot \Delta x \tag{3.30}$$

$$2082.5 = k \cdot 2.75$$

$$k = 757.2 \text{ N/mm}$$

Siendo 4 resortes en paralelo obtenemos el valor de un k equivalente:

$$k_{eq} = k + k + k + k = 3029 \text{ N/mm}$$

$$\rightarrow k_{eq} = 3029000 \text{ N/m}$$

La masa del motor vendría a ser la masa equivalente del sistema, por lo que ya se tendría el esquema simplificado del sistema (Figura 3.47), con lo cual la frecuencia natural puede ser determinada:

$$\rightarrow M_{eq} = 850 \text{ kg}$$

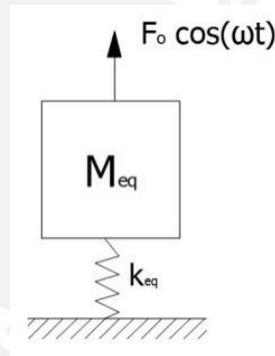


Figura 3.47. Sistema simplificado de vibración forzada no amortiguada

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{eq}}{M_{eq}}} \quad (3.31)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3029000}{850}} = 9.49 \text{ Hz}$$

$$\omega_n = f_n \cdot 60 = 569.4 \text{ rpm}$$

Ahora se comprueba que la frecuencia a la que se va a trabajar no sea igual o cercana a la natural. Las revoluciones de trabajo del motor son 2000, por lo que no se obtendrían problemas de resonancia en la máquina.

$$\omega_n = 569.4 \text{ rpm} < \omega = 2000 \text{ rpm}$$

Comprobando con la curva de resonancia (Figura 3.48), se obtiene lo siguiente:

$$\rightarrow Z = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{2000}{569.4} = 3.5$$

$$\rightarrow B = \left| \frac{1}{1 - Z^2} \right| = 0.088$$

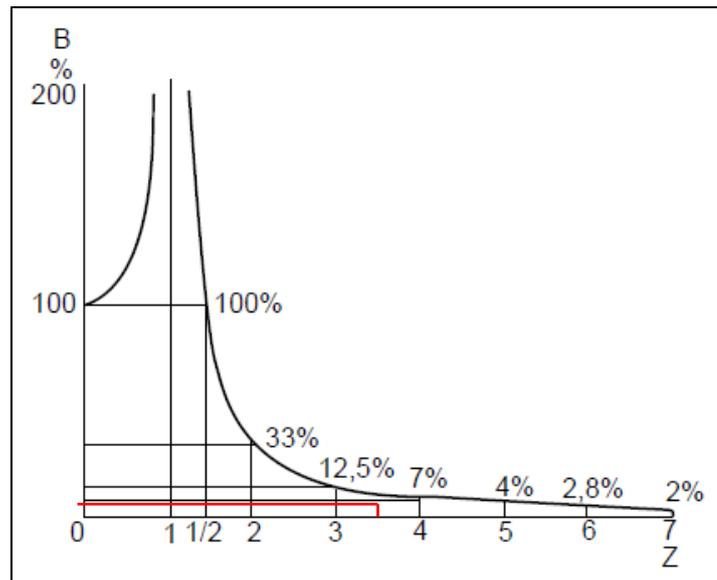


Figura 3.48. Curva de resonancia [19]

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 [19].

3.12. Selección de instrumentación

La instrumentación que se usará serán básicamente medidores de presión y caudal, los cuales serán de gran importancia para apreciar el funcionamiento de la bomba. Tomando como referencia el plano hidráulico presentado al inicio del capítulo, se tienen los componentes que muestra la tabla 3.24.

Tabla 3.24. Selección de instrumentos de medición

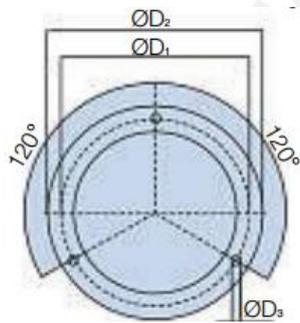
Instrumento	Tipo	Marca	Rango	Unidad	Función
Manómetro	Bourdon	Parker	0 - 600	bar	Presión carga
Manómetro	Bourdon	Parker	0 - 600	bar	Presión sistema
Manómetro diferencial	Bourdon	Parker	0 - 14	bar	Presión marginal
Manómetro	Bourdon	Parker	0 - 600	bar	Presión de línea 1 de Transmisión hidrostática
Manómetro	Bourdon	Parker	0 - 600	bar	Presión de línea 2 de Transmisión hidrostática
Caudalímetro	Rotámetro	Parker	0 - 360	L/min	Caudal succión
Caudalímetro	Rotámetro	Parker	0 - 360	L/min	Caudal salida
Caudalímetro	Rotámetro	Parker	0 - 360	L/min	Caudal fugas

Así mismo se tendrá una plancha de ¼” en el lado derecho de la máquina, en la que se sujetarán todos estos componentes, de tal forma que se pueda apreciar sin problema los datos al momento de la prueba hidráulica.

3.12.1. Manómetros

Los manómetros fueron seleccionados de la marca Parker, la cual se ajustaba a las presiones a las que vamos a trabajar (hasta 350 bar). El modelo elegido se puede instalar por medio de 3 tornillos M12 y la toma de presión es mediante una rosca de G1/4.

Tabla 3.25. Manómetro con brida de montaje (Fuente: Parker)



Dimensions (mm)

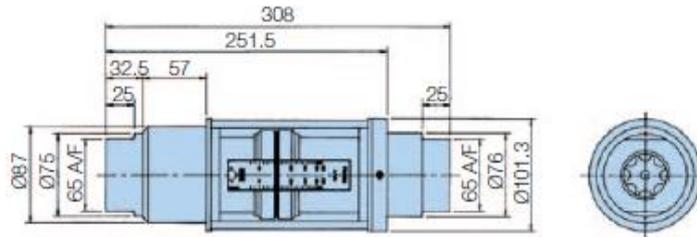
D1	D2	D3
75	85	3.6

Part number	Supersedes	Pressure range	Connector type
PGF0631600	PGF.0631.600	0-600 bar	G1/4 Panel Flange

3.12.2. Caudalímetros

Los caudalímetros también se seleccionaron de la marca Parker, ya que nos brinda el rango de medición necesario para las pruebas. Las medidas se pueden ver en la tabla 3.26, además, la sujeción de estos componentes se da a través de una cola de milano por la parte trasera.

Tabla 3.26. Rotámetro (Fuente: Parker)



Standard products table

Stainless steel flowmeter for oil		Ports BSP	Flow range (l/min)	Maximum pressure (bar)
Product number	Supersedes			
FM26432112	FM.26 432 112	1/4	20 - 180	350
FM26432212	FM.26 432 212	1/4	30 - 270	350
FM26432312	FM.26 432 312	1/4	40 - 360	350

CAPÍTULO 4

PLANOS

En este capítulo se especifican los planos necesarios para la correcta fabricación y ensamble de componentes. Cada uno de los planos contiene las secciones y detalles necesarios para el entendimiento de la máquina en general. Estos han sido codificados con el prefijo BPB, siendo los de ensamble BPB-EN y los de despiece BPB-DES. La tabla 4.1 presenta la lista de planos presentados.

Tabla 4.1. Descripción de planos

Abreviación	Denominación	Título
BPB-EN-1	Ensamble	Ensamble total
BPB-EN-2	Ensamble	Ensamble estructura
BPB-DES-1	Despiece	Diagrama hidráulico
BPB-DES-2	Despiece	Soporte AA4VG
BPB-DES-3	Despiece	Soporte A6VM
BPB-DES-4	Despiece	Soporte A10VSO
BPB-DES-5	Despiece	Panel de instrumentación
BPB-DES-6	Despiece	Panel de conexión de bomba de prueba
BPB-DES-7	Despiece	Reservorio de aceite

CAPÍTULO 5

COSTOS

El presente capítulo presentará los costos estimados del banco de pruebas para bombas de pistones axiales de hasta 140 cc/rev. Los costos se han distribuido en: costos de materiales y fabricación, costo de equipos, costo de montaje y costo de diseño.

5.1 Costo de material y fabricación

Estos son los costos que comprenden a la fabricación completa de los elementos estructurales. La cotización de las piezas descritas en la tabla 5.1 se consultó a una empresa del rubro, a la cual se le dieron los planos, cobrando un precio en base a estos, el cual comprende material y fabricación.

Tabla 5.1. Costos de material y fabricación de componentes

COMPONENTE	PRECIO (S./.)
Estructura del banco	10784
Soporte de bomba de transmisión hidrostática	2022
Soporte de motor de transmisión hidrostática	2022
Soporte de bomba de prueba (71 cc/Rev)	2359
Soporte de bomba de prueba (100 - 140 cc/rev)	2359
Panel de instrumentación	1685
Panel de conexión de bomba de prueba	1685
Reservorio de aceite	3033
Subtotal	25949

5.2 Costo de equipos

Estos comprenden los equipos de potencia y equipos hidráulicos, la tabla 5.2 muestra el precio de cada uno de estos. El precio de los componentes fue cotizado en su mayoría en dólares, por lo que en la tabla 5.2, se muestran los precios redondeados al superior.

Tabla 5.2. Costos de equipos

COMPONENTE	MODELO	MARCA	PRECIO UNITARIO (S./.)	CANTIDAD	PRECIO (S./.)
Motor diesel	BFM1015	DEUTZ	189310	1	189310
Bomba hidráulica de caudal variable (circuito cerrado)	AA4VG180HWD1/3 2R-NSD52F00. 011SRP	BOSCH REXROTH	39766	1	39766
Motor hidráulico de caudal variable (circuito cerrado)	AGVM140HD1/63W VZB010	BOSCH REXROTH	27840	1	27840
Acople de disco flexible Serie Thomas	SERIE 44	REXNORD	200	1	200
Acople de disco flexible Serie Thomas	XTRS71	REXNORD	130	1	130
Manómetro 0-600 bar	PGF0631600	PARKER	120	5	600
Manómetro diferencial 0-14 bar		PARKER	100	1	100
Rotámetros (flowmeter) de 0-360 L/min	FM26432312	PARKER	500	3	1500
Filtro de succión	HF 410-40.122	IKRON	300	1	300
Filtro de succión	HF 410-30.122	IKRON	300	1	300
Filtro de retorno	HF 554-20.280	IKRON	300	1	300
Filtro de retorno	HF 554-40.194	IKRON	300	1	300
Tanque hidráulico de 150 galones	-	HFP HYDRAULIC	3490	1	3490
Limitadora de presión pilotada	RPIC	SUNHYDRAULIC	475	2	950
Válvula de presión diferencial	LP JC	SUNHYDRAULIC	1010	1	1010
Válvula reguladora de caudal	NFED	SUNHYDRAULIC	275	1	275
Válvulas check	CXJA	SUNHYDRAULIC	425	2	850
Válvula direccional 2/2 de accionamiento manual	DLDM	SUNHYDRAULIC	295	1	295
Bloque de válvulas	-	-	5055	1	5055
Mangueras, adaptadores y conectores	-	STROBBE	12115	-	12115
150 galones de aceite VG32	-	VERKOL	6875	-	6875
Soportes reguladores antivibratorios	-	AMC	80	8	640
				Subtotal	292201

5.3 Costo de montaje

Ya con todos los componentes estructurales y equipos adquiridos, se requiere realizar el montaje, para lo cual se asumió que se contratarán 3 personas para que trabajen directamente en el taller en el que se instalará el banco de pruebas. Tomando un periodo de trabajo de 3 días, y un costo de S/. 200 diarios por persona, se tiene un costo de S/. 1800 por el montaje.

5.4 Costo de diseño

Para obtener el costo de diseño se asumió un presupuesto de S/. 1000 por todas las horas trabajadas durante un mes, por un periodo de 4 meses. Siendo el total de s/. 4000.

5.5 Costo total

Ya con todos los sub costos hallados, se procede a obtener el costo total de la máquina, la cual se muestra en la tabla 5.3.

$$\text{Costo Total} = 25949 + 292201 + 1800 + 4000 = S/.323950$$

Siendo este el costo total de la máquina, se puede comparar con los precios que se tienen en el exterior, los cuales oscilan entre US\$130 000 y US\$160 000 (incluyendo el traslado) de tal forma que se concluye que el diseño rentable económicamente en comparación a estos.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se cumplió con el objetivo principal de diseñar un banco de pruebas para bombas de pistones axiales de hasta 140 cc/rev. El cual se lleva a cabo por medio de un motor de combustión interna de 300 kW como sistema motriz y un sistema de transmisión hidrostática.
- La eficiencia volumétrica es uno de los parámetros más importantes para cerciorarnos del correcto funcionamiento de la bomba, esta no debe estar por debajo de un 80%, ya que a esas condiciones, el sistema interno está en riesgo de fallar.
- Desde el punto de vista técnico y económico, se concluye que el uso del motor de combustión interna como sistema motriz, es imprescindible, ya que el motor eléctrico conllevaría una instalación especial de energía, en cambio, el otro solo requiere el combustible.
- El costo total de la máquina fue de aproximadamente S/.324 000, el cual resulta un precio rentable para el medio local a comparación de otras opciones que se puedan encontrar en el exterior.
- El banco de pruebas diseñado se puede prestar para otro tipo de pruebas, con ayuda de pequeños acondicionamientos. Siendo posible poner a prueba el funcionamiento de cilindros hidráulicos, motores hidráulicos, válvulas, etc.
- Se recomienda implementar a la máquina un sistema de refrigeración y de filtrado especial de aceite, para que este pueda funcionar en condiciones óptimas.
- El procedimiento de pruebas tiene que ser seguido de manera correcta, de forma que se puedan obtener resultados correctos.
- La operación del banco de pruebas, requiere de personal con conocimientos de manejo de equipos hidráulicos, para garantizar la calidad del servicio y la seguridad del operador u operadores.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] CASEY, Brendan
2006 “Understanding Load-sensing Control”. *Machinery Lubrication*. Tulsa, marzo. Consulta 07 de junio de 2015.
<<http://www.machinerylubrication.com/Read/859/load-sensing-control>>
- [2] CATERPILLAR INC.
2003 *Sistemas Hidráulicos de la Máquina*. Material de enseñanza. Peoria.
- [3] CATERPILLAR INC.
2011 *950H Wheel Loader Integrated Toolcarrier Electrohydraulic System, Specifications* [manual]. Peoria.
- [4] CATERPILLAR INC.
2013 *D8T Track –Type Tractor Hydraulic System, Test and Adjust* [manual]. Peoria.
- [5] SANDVIK TAMROCK SECOMA S.A.
2001 *Axera D06* [catálogo]. Consulta: 21 de abril de 2015.
<<http://nvp-pgf.org/en/equipment/drilling/trackless/development/162>>
- [6] BARRIGA B, 2014. *Oleohidráulica*. Lima: PUCP.
- [7] FLUID MOTION DYNAMICS INC.
2015 “Servo Hydraulic Components”. Mississauga. Consulta 09 de octubre de 2015.
<http://www.fluidmotiondynamics.com/servo_hydraulic_systems.htm>
- [8] REXROTH BOSCH GROUP
2012 *Axial Piston Variable Pump A10VO RE 92705/01.12* [catálogo].
- [9] WOMACK
2015 *Closed loop Hydrostatic Transmissions*. Tres volúmenes. 3ra edición.

- [10] SOTO, Eduardo
2015 *Sistemas Hidrostáticos* [diapositivas]. Lima: MEGATEC.
- [11] CATERPILAR INC.
2015 *Controles del Sistema Hidrostático*. Peoria.
- [12] GARCÍA Secundina, José CIDRAS y Camilo CARRILLO
1993 *Aplicación de las transmisiones hidrostáticas a la generación de energía eléctrica en buques*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Vigo.
- [13] PAULSEN K, 2014. *Elementos de Máquinas 1*. Lima: PUCP.
- [14] POBERAJ S.A.
2010 *Nomograma para la determinación de los diámetros nominales*. Información Técnica. Julio. Poberaj S.A.
- [15] STROBBE
2014 *Conexiones y mangueras hidráulicas* [diapositivas]. Lima: Oroscoatt.
- [16] DEUTZ AG
2004 *Installation Manual B/FL 2011/914/513*. 10th Edition.
- [17] CHARON P, 1979. *Cálculo práctico de vigas, pórticos y marcos*. Barcelona.
- [18] PAULSEN K, 2014. *Elementos de Máquinas 1*. Lima: PUCP.
- [8] TRELLEBORG
2012 *Industrial products catalogue* [catálogo].