

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
HIDRÁULICOS PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**JUAN DIEGO ORTIZ GUERRERO
JUAN DAVID RAMÍREZ DÍAZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACTULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2022

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES
HIDRÁULICOS PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**JUAN DIEGO ORTIZ GUERRERO
JUAN DAVID RAMIREZ DÍAZ**

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Director
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES
INGENIERO MECÁNICO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACTULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2022

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	12
1. OBJETIVOS.....	14
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	14
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2. MARCO TEÓRICO	16
2.1 INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA	16
2.2 VENTAJAS Y APLICACIONES DE LA HIDRÁULICA.....	19
2.3 ESQUEMA HIDRÁULICO BÁSICO.....	20
2.4 MOTORES HIDRÁULICOS	22
2.4.1 Características principales	22
2.4.2 Motor hidráulico empleado	24
2.5 ESQUEMA HIDRÁULICO DEL BANCO A CONSTRUIR.....	26
3. ANTECEDENTES.....	28
3.1 BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES OLEOHIDRÁULICOS DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	28
3.2 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REDUCTOR PLANETARIO DE DOS ETAPAS.....	29
4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO	30
4.1 QUALITY FUNCTION DISPLAY (QFD).....	30
4.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	33
4.2.1 Alternativa 1	33
4.2.2 Alternativa 2	34
4.2.3 Alternativa 3	35
4.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	36

5. DISEÑO	38
5.1 DISEÑO DE CARGA.....	39
5.1.1 Diseño mecánico de pasador	44
5.1.2 Diseño mecánico de brazo	50
5.2 DISEÑO DE TRANSMISIÓN.....	59
5.2.1 Diseño mecánico de eje de transmisión	59
5.2.2 Diseño mecánico de cubo de transmisión	85
5.2.3 Diseño mecánico de acople entre cubo y brazo	87
5.3 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	96
6. SIMULACIÓN DE COMPONENTES EN SOFTWARE ANSYS	99
6.1 SIMULACIÓN DE PASADOR	99
6.2 SIMULACIÓN DE BRAZO.....	104
6.3 SIMULACIÓN DE CUBO DE TRANSMISIÓN	112
6.4 SIMULACIÓN DE EJE DE TRANSMISIÓN	114
6.5 SIMULACIÓN DE ESTRUCTURA.....	118
7. CIRCUITO ELÉCTRICO	121
8. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ARRANQUE, MANUAL Y PRÁCTICAS	122
9. CONCLUSIONES	128
BIBLIOGRAFÍA.....	129
ANEXOS.....	130

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Transferencia directa de fuerza	16
Figura 2. Multiplicación de fuerza.	18
Figura 3. Esquema general de un circuito hidráulico.	21
Figura 4. Clasificación de motores hidráulicos.....	23
Figura 5. Sección transversal y partes de motor gerotor.	24
Figura 6. Características de motor gerotor disponible.	25
Figura 7. Esquema hidráulico de banco de pruebas a diseñar.	26
Figura 8. Esquema de alternativa 1.	33
Figura 9. Esquema de alternativa 2.	34
Figura 10. Esquema de alternativa 3.	36
Figura 11. Dimensiones propuestas para la carga del banco.	40
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de pasador.....	45
Figura 13. Diagrama de cortante y momento flector del pasador.	46
Figura 14 Sección transversal A de pasador.	46
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de barra empotrada.	50
Figura 16. Estado de carga y dimensiones de sección crítica de la barra.	52
Figura 17. Concentrador de esfuerzos para barra delgada con agujero en el centro sometida a flexión.	53
Figura 18. Concentrador de esfuerzos para barra delgada con agujero en el centro sometida a carga axial.	56
Figura 19. Diagrama de cuerpo libre de eje.	60
Figura 20. Curva elástica esquemática del eje como viga empotrada, cargas y diagramas de momentos por partes.	62
Figura 21. Diagrama de cortante, momento flector y torsor del eje.	66
Figura 22. Dimensiones recomendadas para chavetero de eje.	67

Figura 23. Concentrador de esfuerzos para eje con chavetero sometido a carga flectora.	68
Figura 24. Concentrador de esfuerzos para eje con chavetero sometido a torsión.	69
Figura 25. Estado de carga de sección crítica de eje.	70
Figura 26. Esfuerzos sobre el punto B del eje.	70
Figura 27. Diagrama de acople sobre eje.	78
Figura 28. Concentrador de esfuerzos para eje con hombro sometido a flexión. ...	81
Figura 29. Concentrador de esfuerzos para eje con hombro sometido a flexión. ...	82
Figura 30. Vista frontal del cubo. Dimensiones en milímetros.	85
Figura 31. Vista isométrica del cubo. Dimensiones en milímetros.	86
Figura 32. Estado de carga bajo situación de ligera rotación interna al cubo sobre el pasador de acople.	87
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de pasador de acople.	89
Figura 34. Curva elástica esquemática del pasador de acople como viga empotrada, cargas y diagramas de momentos por partes.	90
Figura 35. Diagrama de cortante y momento flector del pasador del pasador de acople.	93
Figura 36. Estado de carga de sección crítica del pasador de acople.	94
Figura 37. Redimensionamiento de sección crítica de barra.	95
Figura 38. Boceto estructura metálica.	97
Figura 39. Modelo CAD de estructura en acero estructural.	98
Figura 40. Componentes de fuerzas sobre el pasador.	99
Figura 41. Fuerzas y apoyos del pasador.	102
Figura 42. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para pasador.	103
Figura 43. Resultados factor de seguridad por fatiga para pasador.	103
Figura 44. Componentes de fuerzas sobre la barra.	104
Figura 45. Fuerzas y apoyos para barra.	106
Figura 46. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para pasador.	107
Figura 47. Resultados factor de seguridad por fatiga para barra.	107

Figura 48. Muestreo de apoyo de compresión y datos de entrada para simulación de acople.	108
Figura 49. Fuerzas y apoyos para acople.	109
Figura 50. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para acople.	110
Figura 51. Resultados factor de seguridad por fatiga para acople.	110
Figura 52. Muestreo de fuerza de apoyo cilíndrico y datos de entrada para simulación de cubo.	111
Figura 53. Muestreo de momento de apoyo cilíndrico y datos de entrada para simulación de cubo.	111
Figura 54. Fuerzas y apoyos para cubo.	112
Figura 55. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para cubo.	113
Figura 56. Resultados factor de seguridad por fatiga para cubo.	114
Figura 57. Fuerzas y apoyos para eje.	116
Figura 58. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para eje.	117
Figura 59. Resultados de factor de seguridad por fatiga para eje.	117
Figura 60. Fuerzas y apoyos para estructura.	118
Figura 61. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para estructura.	119
Figura 62. Deformación máxima y mínima para estructura.	119
Figura 63. Circuito eléctrico de control direccional.	121
Figura 64. Obturador de pilotaje externo de válvula de frenado.	123
Figura 65. Presión al arranque (captura durante ensayo).	124

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Resultados QFD.	31
Tabla 2. Prioridades de diseño según QFD.	32
Tabla 3. Matriz de evaluación de alternativas.	37
Tabla 4. Características resumidas de operación del motor hidráulico.	38
Tabla 5. Características generales de reductor de velocidad.	38
Tabla 6. Requerimientos a cumplir en el diseño de carga.	39
Tabla 7. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en pasador.	47
Tabla 8. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en barra.	58
Tabla 9. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en eje.	73
Tabla 10. Valor de α con respecto a resistencia última del material σ_{ut}	75
Tabla 11. Magnitud de fuerzas para pasador según posición del péndulo.	100
Tabla 12. Magnitud de fuerzas para barra según posición del péndulo.	105
Tabla 13. Magnitud de fuerzas para eje según posición del péndulo.	114
Tabla 14. Pruebas de arranque y tiempo de aceleración en 60 grados del giro. .	123

ANEXOS

ANEXO A. CATALOGO MOTOR EATON SERIE H	130
ANEXO B. PLANOS	151
ANEXO C. MONTAJE DE BANCO	158
ANEXO D. MANUAL DE OPERACIONES Y PRUEBAS	161

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES HIDRÁULICOS PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA*

AUTORES: JUAN DIEGO ORTIZ GUERRERO**
JUAN DAVID RAMÍREZ DÍAZ**

PALABRAS CLAVE: HIDRÁULICA, CARGA VARIABLE, MOTOR HIDRÁULICO.

DESCRIPCIÓN:

Los motores hidráulicos son utilizados en diversas áreas de la ingeniería para variadas aplicaciones, tales como transmisión de tornos y grúas, suspensiones ajustables de vehículos, elevadores de carga, torres de perforación, entre otros. El presente proyecto busca apoyar el proceso educativo de los estudiantes de ingeniería mecánica a través de la experimentación en el laboratorio de potencia fluida mediante un banco de pruebas que les permita evaluar el desempeño de un motor hidráulico sometido a una carga excéntrica. Se realizó un diseño conceptual preliminar, continuado por un diseño detallado que fue validado mediante software CAD y CAE y finalizó en la construcción de un banco de pruebas controlado a través de un tablero eléctrico capaz de llevar el motor hidráulico dispuesto a su límite de funcionamiento continuo acorde a las especificaciones del mismo fabricante, además de poder observar los efectos que una carga excéntrica genera sobre los componentes hidráulicos durante su giro. Queda abierta la posibilidad de probar diversos motores hidráulicos variando la carga externa a la que se somete el circuito y permitir la reversibilidad de giro agregando una válvula contrabalance doble al circuito hidráulico, siempre y cuando esta opción de reversibilidad está incluida como función de este motor hidráulico a probar.

*Proyecto de grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Director: Abel Antonio Parada Corrales Ingeniero Mecánico

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A WORKBENCH FOR HYDRAULIC MOTORS FOR THE LABORATORY OF FLUID POWER*

AUTHORS: JUAN DIEGO ORTIZ GUERRERO**
JUAN DAVID RAMÍREZ DÍAZ**

KEY WORDS: HYDRAULICS, VARIABLE LOAD, HYRAULIC MOTOR.

DESCRIPTION:

Hydraulic motors are used in various areas of engineering for various applications, such as transmission of winches and cranes, adjustable vehicle suspensions, cargo elevators, drilling rigs, among others. This project seeks to support the educational process of mechanical engineering students through experimentation in the laboratory of fluid power using a workbench that allows them to assess the performance of a hydraulic motor subjected to an eccentric load. A preliminary conceptual design was carried out, followed by a detailed design that was validated using CAD and CAE software and ended in the construction of a workbench controlled through an electrical panel capable of taking the hydraulic motor to its limit of continuous operation according to the specifications of the manufacturer, in addition to being able to observe the effects that an eccentric load generates on the hydraulic components during the rotation. The possibility remains open of testing different hydraulic motors by varying the external load to which the circuit is subjected and allowing rotation reversibility by adding a double counterbalance valve to the hydraulic circuit, as long as this reversibility option is included as a function of this hydraulic motor.

*Bachelor Thesis

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Director: Abel Antonio Parada Corrales Ingeniero Mecánico

INTRODUCCIÓN

Los sistemas oleo hidráulicos son sistemas transmisores de potencia basados en dos principios básico: La ley de Pascal, y el principio de Bernoulli; mediante ellos, se busca el direccionamiento de aceites hacia actuadores hidráulicos mediante bombas de desplazamiento positivo (principio de Bernoulli), con el fin de realizar un trabajo mediante la aplicación de fuerzas o torques al aumentar la presión de un fluido incompresible (ley de Pascal). El uso de estos sistemas en la ingeniería ha estado en crecimiento desde su desarrollo inicial debido a las múltiples ventajas sobre otros tipos de transmisión de potencia, tales como los sistemas mecánicos y eléctricos, dada su gran versatilidad; una de sus ventajas más significativas es la relación entre potencia y tamaño de los sistemas: los sistemas oleohidráulicos permiten transmitir altas potencias con actuadores de tamaño reducido. Con su presencia en áreas como la aviación, náutica, construcción, producción industrial, automatización, entre otras áreas, los sectores de aplicabilidad de sistemas oleohidráulicos representan un abanico de oportunidades para un ingeniero a nivel mundial.

Actualmente, el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander posee diferentes bancos experimentales para el mejor desarrollo de la asignatura y permitir el contacto del estudiante con montajes didácticos semejantes a aquellos de la industria; en su mayoría, las prácticas llevadas a cabo en el laboratorio están enfocadas en el accionamiento de cilindros y motores hidráulicos sometidos a cargas constantes, haciendo énfasis en el control de presión, caudal y direccional mediante la aplicación de válvulas, además de desarrollar circuitos lógicos para la automatización de los sistemas hidráulicos. Sin embargo, no se cuenta con bancos experimentales con actuadores que se encuentren sometidos a cargas dinámicas, teniéndose entonces en cuestión

una experimentación o prueba que no está disponible en el laboratorio de potencia fluida de ingeniería mecánica, con la cual sea posible una profundización de competencias en los sistemas de transmisión hidrostática (HTS por sus siglas en inglés), cuyo uso real se puede evidenciar en maquinaria pesada como retroexcavadoras, sistemas de transporte como bandas transportadoras, sistemas de compactado como camiones transportadores de residuos, equipos agrícolas como cosechadoras y demás aplicaciones que comúnmente se encuentran en la industria.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir al cumplimiento de la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander en cuanto a la formación de personas con alta calidad técnica y científica mediante el diseño y construcción de un banco de pruebas para motores hidráulicos para el laboratorio de potencia fluida.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño conceptual y detallado de los diferentes componentes estructurales y mecánicos del banco de pruebas para motores hidráulicos, el cual requiere una carga excéntrica que someta el motor a un torque variable, y que cumpla con los siguientes requerimientos:
 - Rigidez y resistencia ante las cargas variables de modo tal que se asegure un óptimo funcionamiento y una larga vida útil del sistema.
 - Medidas de seguridad que proteja al operador de las partes móviles que se encuentran en el banco durante la operación.
- Desarrollar simulaciones mediante el software de simulación ANSYS con las cargas que se esperan aplicar al banco y todos sus componentes estructurales para realizar un análisis de esfuerzos y deformaciones que puedan presentarse durante el funcionamiento del sistema.

- Construir e instalar la estructura base del banco de pruebas, la carga a la cual se someterá el motor hidráulico y la transmisión de potencia mecánica que permite la entrega del torque generado por el motor a la carga diseñada.
- Elaborar un manual sobre las operaciones y pruebas que se podrán llevar a cabo en el banco, las cuales contribuyan con el reforzamiento de conceptos teóricos y con la formación profesional de los estudiantes.

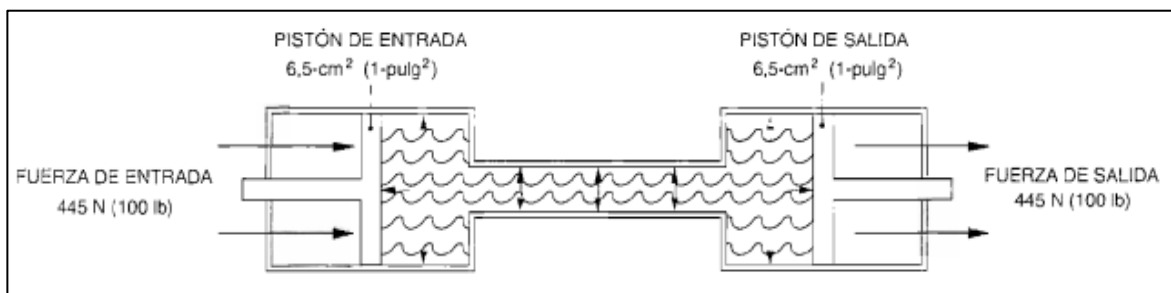
2. MARCO TEÓRICO

2.1 INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA

El uso de la hidráulica en la industria actual se genera de las ventajas proporcionadas por los sistemas hidráulicos. Con los sistemas de potencia fluida, muy poca energía es requerida para controlar y transmitir grandes cantidades de energía. Un ejemplo de esto puede ser un motor eléctrico de 1,5 kW usado para impulsar elevadores hidráulicos, capaces de levantar más de 4000 kg de peso.

La hidráulica es la tecnología o estudio de presión y flujo del líquido. Los líquidos son sustancias o materiales que se vierten y toman la forma de su contenedor, tales como el agua y el aceite. Debido a que los líquidos no son muy compresibles, es posible transmitir y multiplicar la fuerza aplicada a ellos. En la Figura 1 se puede observar la transmisión directa de la fuerza.

Figura 1. Transferencia directa de fuerza



Fuente: LAB-VOLT Ltd. Fundamentos de hidráulica. Quebec: Departamento de Publicaciones técnicas, 2003. p. 1-2.

Los líquidos aplican la misma cantidad de presión de manera equitativa en todas las direcciones, y, como resultado, la presión aplicada al pistón de entrada es igual a la presión del pistón de salida, debido a que los pistones son de igual área.

Ya conociendo lo que ocurre con pistones iguales, ¿qué pasa en situaciones donde los pistones son de diferente tamaño? La Figura 1 presenta el mismo pistón de entrada y misma fuerza de entrada, pero el pistón de salida tiene un área 4 veces mayor al de entrada.

Teniendo en cuenta que la presión es definida como una fuerza aplicada sobre un área (1) y que los líquidos ejercen presión igual en todas las direcciones (2).

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

$$P_1 = P_2 \quad (2)$$

Podemos igualar la presión ejercida sobre el pistón de entrada con la presión ejercida sobre el pistón de salida (3).

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (3)$$

Sabiendo que el área del pistón de entrada es 4 veces menor que el área del pistón de salida, podemos realizar la igualdad de la ecuación 4 y reemplazar en la ecuación 3, como se observa en la ecuación 5.

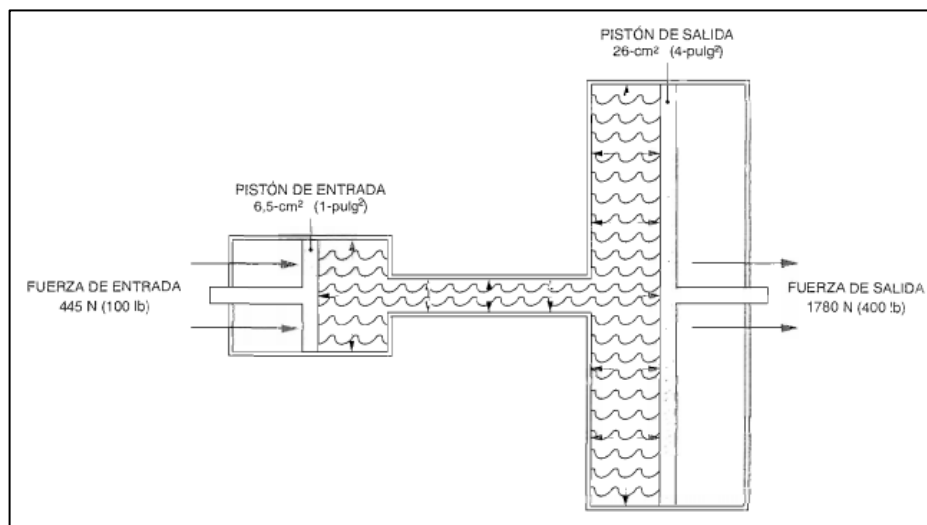
$$4A_1 = A_2 \quad (4)$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{4A_1} \quad (5)$$

Finalmente despejando la ecuación llegamos a que la fuerza de salida es 4 veces la fuerza de entrada, en este caso 1780N.

$$4F_1 = F_2 \quad (6)$$

Figura 2. Multiplicación de fuerza.



Fuente: LAB-VOLT Ltd. Fundamentos de hidráulica. Quebec: Departamento de Publicaciones técnicas, 2003. p. 1-3.

Lo explicado anteriormente es conocido como la *Ley de Pascal* y es la base de la hidráulica.

En cuanto al desplazamiento de los pistones, sabiendo que el volumen que saca el pistón de entrada es igual al volumen que ingresa al pistón de salida, tenemos el siguiente resultado.

$$A_1 \times L_1 = A_2 \times L_2 \quad (7)$$

Recordando que el área 1 es cuatro veces menor, entonces:

$$4L_1 = L_2 \quad (8)$$

La distancia recorrida por el pistón de salida es 4 veces menor a la distancia recorrida por el pistón de entrada. Esto es conocido como la ley de continuidad.

2.2 VENTAJAS Y APLICACIONES DE LA HIDRÁULICA

Como fue mencionado, la hidráulica transmite energía empujando un líquido. La fuente principal de potencia es un motor eléctrico o mecánico, la cual es transferida al fluido por medio de una bomba hidráulica y es transportada hasta el punto requerido, donde vuelve a ser convertida en energía mecánica gracias a un actuador.

Los actuadores que entregan la energía mecánica pueden ser cilindros o motores, según se esté buscando un movimiento lineal o rotativo respectivamente, y entre la bomba y los actuadores se encuentran elementos de regulación y de control requeridos para la óptima implementación del sistema.

Una de las ventajas más importante de los sistemas hidráulicos es su versatilidad, y es esta misma propiedad la que les permite estar presentes en múltiples áreas de la industria.

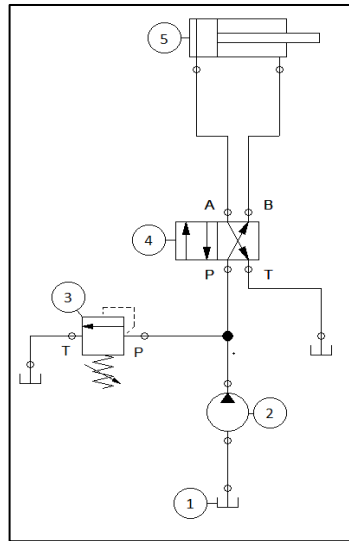
La industria aeroespacial utiliza la hidráulica en sus grandes cohetes usados para colocar satélites en órbita alrededor de la tierra, y también aquellos que transportan hombres y mujeres. Solo los sistemas de potencia fluida o hidráulica tienen la fuerza y el poder para controlar con delicadeza y precisión los millones de caballos de fuerza liberados por los motores del cohete y llevar la carga a su destino a salvo.

La aviación también posee una alta demanda de la hidráulica. Los sistemas hidráulicos empleados en la aviación son ligeros y compactos, y además con suficiente fuerza para mover las superficies de control hasta de los aviones más grandes.

La robótica también tiene gran presencia de la hidráulica. Los sistemas hidráulicos de robos, como por ejemplo aquellos usados en la industria automovilística, son muchos más simples que sus contrapartes eléctricas y mecánicas. Con la potencia fluida es más fácil el control de la velocidad y dirección, que junto a la mínima vibración y flexibilidad de diseño los posiciona como una opción clara de implementación.

2.3 ESQUEMA HIDRÁULICO BÁSICO

Figura 3. Esquema general de un circuito hidráulico.



En un circuito hidráulico básico es posible identificar los siguientes 5 componentes principales:

1. El tanque contiene el aceite que alimenta el sistema. Tiene dentro de sus funciones el enfriamiento del fluido y la limpieza del mismo antes de volver a ingresar al circuito, permitir el sedimentación de los contaminantes del aceite y dejar escapar aire que haya ingresado al circuito. También suelen posicionarse a mayor altura que la bomba hidráulica para ayudarla en el proceso de succión.
2. La bomba hidráulica “impulsa” el aceite a través del sistema por medio de mangueras o tuberías. La bomba empleada en el sistema es una bomba de desplazamiento positivo, es decir que suministra una cantidad determinada de fluido por revolución, permitiendo una velocidad constante de salida proporcional a su velocidad de rotación.
3. La válvula de seguridad es el sistema de control de presión del circuito, limitando su valor máximo. Es posible mantener la presión mediante la derivación del caudal, sea parcial o total, de la bomba hacia el tanque cuando se alcanza el valor de presión configurado.

4. La válvula direccional es el sistema de dirección del circuito, controla la dirección del flujo del aceite. Pueden ser accionados de forma mecánica, eléctrica, neumática o hidráulica.
5. El actuador es donde se transmite la potencia hidráulica en potencia mecánica. Los actuadores pueden ser lineales o rotacionales, estos últimos también son conocidos como motores hidráulicos.

2.4 MOTORES HIDRÁULICOS

2.4.1 Características principales. Como fue mencionado anteriormente, los actuadores también pueden ser rotatorios.

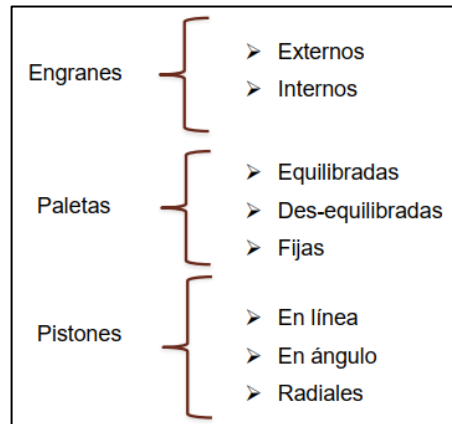
En el caso del presente proyecto, el actuador será un motor hidráulico. Los motores hidráulicos son actuadores que tienen como finalidad convertir potencia hidráulica, en potencia mecánica rotacional; los parámetros operativos principales de los motores hidráulicos son el torque de trabajo, y la velocidad de rotación. La generación del torque es debido a una diferencia de presiones dentro del motor, y su velocidad de rotación es dada por la capacidad volumétrica del motor y las cavidades mecanizadas que forman volúmenes crecientes y decrecientes.

Para motores hidráulicos, el torque requerido está dado por la sumatoria de fuerzas en el arranque, por lo que para ellos es necesario alcanzar cierta presión antes de

efectuar su primer giro. Por esto mismo, los motores, a diferencia de las bombas, buscan alcanzar la mayor eficiencia mecánica posible en su diseño, sacrificando su eficiencia volumétrica, con el fin de extraer la máxima cantidad de energía del fluido y disminuir sus pérdidas. En ocasiones la presión inicial requerida para el arranque del motor es más elevada que la presión de funcionamiento del sistema, por esta razón en el momento de escoger un motor hidráulico se debe garantizar que el torque capaz de generar el motor sea el adecuado no solo en su funcionamiento normal sino también en el arranque.

Los motores hidráulicos pueden clasificarse de la siguiente manera según su mecanismo:

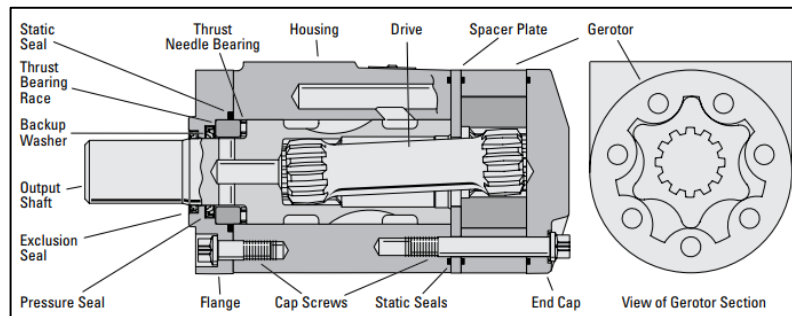
Figura 4. Clasificación de motores hidráulicos.



Fuente: SARMIENTO, José Luis. APUNTES DE CLASE DE POTENCIA FLUIDA Prof. ABEL PARADA CORRALES Ing. Mec. M.Sc. Bucaramanga, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander, 2017. p. 92.

2.4.2 Motor hidráulico empleado. El banco de laboratorio a construir emplea un motor hidráulico de rotor engranado o gerotor, que se encuentran dentro de la categoría de motores de engranajes internos. Los motores hidráulicos gerotor poseen un engranaje impulsor interno que se acopla al eje conectado a la carga y un engranaje impulsado externo que posee un diente más que el interno. El motor hidráulico empleado en la construcción del banco de laboratorio es un motor EATON MH0022BA.

Figura 5. Sección transversal y partes de motor gerotor.



Fuente: EATON: Low Speed High Torque Motors. Publicación: E-MOLO-MC001-E9, 2018. p B-2-2. Si nos dirigimos al catálogo de motores hidráulicos de EATON, las anteriores especificaciones nos posicionan en la siguiente tabla.

Figura 6. Características de motor gerotor disponible.

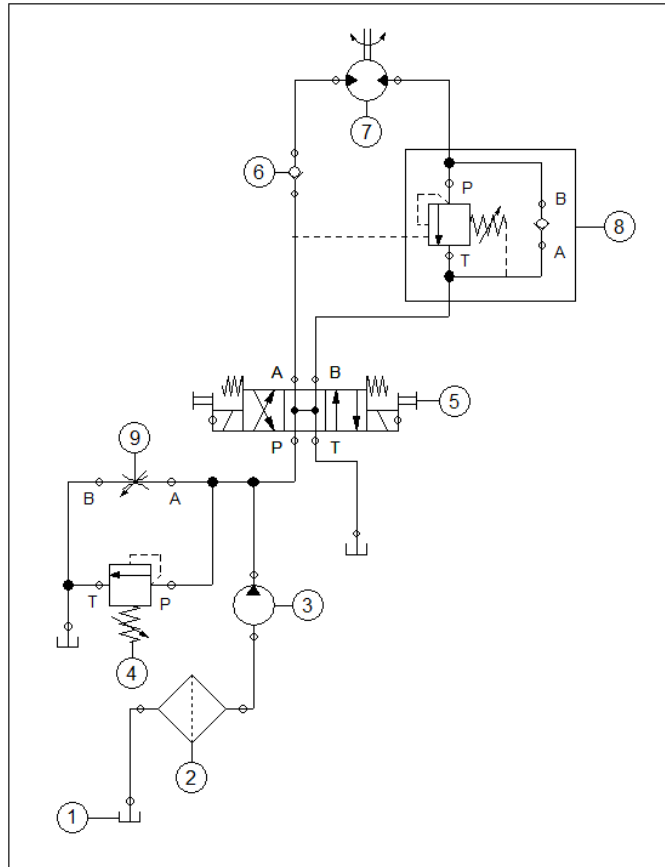
SPECIFICATION DATA – H MOTORS														
Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	739 [45.1]
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow		1021	969	953	760	585	469	385	353	304	243	192	152	74
Flow LPM [GPM]	Continuous	38 [10]	45 [12]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]
	Intermittent	38 [10]	53 [14]	64 [17]	68 [18]	68 [18]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]
Torque Nm [lb-in]	Continuous	56 [497]	73 [650]	91 [802]	118 [1044]	155 [1368]	192 [1699]	221 [1954]	233 [2059]	265 [2343]	302 [2669]	351 [3110]	407 [3604]	389 [3440]
	Intermittent	75 [668]	99 [876]	122 [1076]	158 [1401]	207 [1829]	257 [2278]	300 [2653]	319 [2824]	356 [3151]	415 [3671]	466 [4121]	484 [4283]	520 [4600]
Min. Starting Torque Nm [lb-in]	@ Cont. Pressure	46 [410]	59 [520]	76 [670]	95 [840]	124 [1100]	154 [1360]	176 [1560]	186 [1650]	211 [1870]	238 [2110]	282 [2500]	330 [2920]	316 [2800]
	@ Int. Pressure	63 [560]	81 [720]	104 [920]	130 [1150]	171 [1510]	2102 [1860]	46 [2180]	262 [2320]	293 [2590]	339 [3000]	388 [3430]	408 [3610]	434 [3840]
Pressure Δ Bar [Δ PSI]	Continuous	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	117 [1700]	114 [1650]	110 [1600]	100 [1450]	93 [1350]	86 [1250]	41 [600]
	Intermittent	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	159 [2300]	155 [2250]	148 [2150]	138 [2000]	124 [1800]	103 [1500]	55 [800]
End Ported Units Only Δ Bar [Δ PSI]	Cont. Pressure	83 [1200]	83 [1200]	76 [1100]	76 [1100]	76 [1100]	69 [1000]	69 [1000]	69 [1000]	62 [900]	55 [800]	48 [700]	57 [825]	27 [396]
	Intermittent	117 [1700]	117 [1700]	110 [1600]	110 [1600]	110 [1600]	103 [1500]	103 [1500]	103 [1500]	91 [1400]	90 [1300]	83 [1200]	68 [990]	36 [528]
Weight kg [lb]		5,1 [11.2]	5,1 [11.2]	5,2 [11.5]	5,2 [11.5]	5,4 [11.8]	5,5 [12.1]	5,6 [12.4]	5,7 [12.5]	5,8 [12.8]	6,0 [13.3]	6,3 [14.0]	6,7 [14.7]	8,4 [18,6]

Fuente: EATON: Low Speed High Torque Motors. Publicación: E-MOLO-MC001-E9, 2018. p B-2-2.

De la anterior tabla podemos obtener las condiciones de funcionamiento del motor hidráulico disponible, y que regirán el proceso de diseño, sobre las cuales se profundizará más durante el proceso de diseño.

2.5 ESQUEMA HIDRÁULICO DEL BANCO A CONSTRUIR

Figura 7. Esquema hidráulico de banco de pruebas a diseñar.



El esquema presentado es el diseño hidráulico del banco de pruebas para motores hidráulicos.

1. Tanque.
2. Filtro. El filtro de aspiración se encuentra entre el tanque y la bomba hidráulica. Su principal función es la retención de contaminantes insolubles del fluido mediante un elemento poroso, el cual puede ser una malla o un material filtrante

que permita el paso de fluido, pero no de sus materiales sólidos o impurezas que traiga el aceite. Una ayuda extra para mantener el sistema hidráulico a salvo es mantener un régimen de cambio de aceite o cambio de filtro riguroso.

3. Bomba hidráulica. La bomba hidráulica de la que dispone el sistema es una bomba Vickers modelo V1C-1P5P-1A-20, correspondiente a una bomba serie V10 con una capacidad de desplazamiento de 5 GPM a 1200RPM y una presión máxima de 2500 psi.
4. Válvula de seguridad.
5. Válvula direccional. La válvula direccional del circuito es una válvula de tres posiciones con centro abierto.
6. Válvula anti retorno. Es una válvula de control direccional que impedirá el paso del flujo desde el motor hacia el tanque cuando la posición de la válvula direccional se encuentre en el centro, para evitar la caída repentina de la carga que desplaza el motor hidráulico.
7. Motor hidráulico. La carga que mueve el motor hidráulico será una carga inercial no concéntrica, en esta ocasión un péndulo, el cual fue elegido debido a que el laboratorio de potencia fluida de la universidad no cuenta con un banco de pruebas de motores hidráulicas con carga excéntrica, y además es más exigente para el motor levantar una carga excéntrica que concéntrica.
8. Válvula de frenado. Es una válvula de control de presión similar a la válvula de seguridad. Es proporcional y normalmente cerrada operada por dos líneas piloto. Es la unión de una válvula de contrabalance de acción directa y una válvula de contrabalance de acción pilotada, por lo que permite controlar la velocidad de descenso de una carga, evita la vibración de la carga durante el funcionamiento y no induce contrapresión sobre el sistema.
9. Válvula de regulación de caudal. Permite una salida de fluido del sistema hacia el tanque, reduciendo el caudal que circula por el circuito y así disminuyendo la velocidad del actuador hidráulico, que en este caso es el motor hidráulico.

3. ANTECEDENTES

Dentro de los precedentes a este banco de pruebas para motores oleohidráulicos, se encuentran 2 proyectos de grado partiendo desde el primero, que consistió en un primer diseño y construcción de un banco tipo péndulo que, luego de un tiempo de operación dentro del laboratorio, debido a un funcionamiento considerado inseguro fue desmantelado. Igualmente, el reductor de velocidad usado en este precedente fue cambiado por otro reductor planetario de dos etapas producto de otro proyecto de grado. A continuación, se presentan los proyectos de grado que se mencionan previamente.

- BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES OLEOHIDRAULICOS DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.
- DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REDUCTOR PLANETARIO DE DOS ETAPAS

3.1 BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES OLEOHIDRÁULICOS DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

Este proyecto realizado en 1999, se enfocó en la construcción de un primer banco que forzara a capacidad máxima un motor hidráulico durante su arranque. En este proyecto, se plateó una carga excéntrica con un radio de giro de un metro. En este caso, este radio de giro representaba la posibilidad de un gran torque generado por una masa relativamente pequeña. Sin embargo, el radio de giro de un metro representaba un brazo de péndulo muy extenso que requería que durante la operación del banco se requiriera de demasiado espacio en el laboratorio para evitar

el impacto del péndulo con objetos adyacentes o personal de laboratorio. De igual manera, se observó durante la operación que la estructura base podía optimizarse de modo tal que brindara seguridad durante la operación del banco. Dicho esto, el presente proyecto tendrá en cuenta los factores de seguridad omitidos previamente en este proyecto.

3.2 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REDUCTOR PLANETARIO DE DOS ETAPAS

Este proyecto desarrollado en el 2001 se enfocó en la construcción de un reductor planetario compacto de dos etapas que permitiera una relación de reducción de velocidad de 25:1. De igual manera, se buscaba optimizar el tamaño de dicho reductor de modo tal que fuera fácilmente utilizable en aplicaciones donde las limitantes de espacio fuera un factor a tener en cuenta. Dicho esto, el presente proyecto busca hacer uso de este reductor de velocidad para aumentar el torque generado por el motor hidráulico que estará disponible en el funcionamiento del banco de pruebas.

4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

En la presente sección se realizara un analisis de los parametros mas importantes que se deben tener en cuenta en el desarrollo del banco; este analisis se realizara mediante un QFD(Quality function Deployment) en donde se ponderaran los requerimientos planteados con los criterios del diseñador.

4.1 QUALITY FUNCTION DISPLAY (QFD)

Se identificó los siguientes requerimientos para el diseño:

- Motor operando a máxima capacidad.
- Carga variable durante la operación.
- Espacio ocupado reducido.
- Protección contra las partes móviles del banco.
- Estética.
- Medición de velocidad de giro.
- Rigidez de la estructura.
- Alta mantenibilidad.
- Costo mínimo.
- Control eléctrico para la operación.

Los anteriores requerimientos se ponderaran con los siguientes criterios de diseño:

- Carga inercial excéntrica.
- Carga inercial concéntrica.
- Separador por acrílico por alto impacto.

- Separador de reja metálica.
- Control eléctrico de operación.
- Opción de venteo en bomba.
- Parada de emergencia.

Con estos parámetros se procede al planteamiento de la función calidad. Junto a los requerimientos y criterios de diseño, se asigna un valor de importancia (*weighting*) con el fin de priorizar ciertos aspectos del diseño que se consideran de mayor relevancia, frente a otros parámetros que, si bien se deben tener en cuenta, no deben obstaculizar el diseño óptimo en aras de su mejora.

Tabla 1. Resultados QFD.

¿Qué?	¿Cómo?	Criterios del diseñador							Importancia
		Carga inercial excéntrica	Carga inercial concéntrica	Separador por acrílico de alto impacto	Separado por reja metálica	Control eléctrico de operación	Opción de venteo de la bomba	Parada de emergencia	
Requerimientos del diseño									
Motor operando a máxima capacidad		9	9	0	0	0	0	0	10
Carga variable durante operación		9	3	0	0	0	0	0	8
Medición de velocidad de giro		3	3	9	9	0	0	0	7
Protección contra las partes móviles del banco		0	0	9	9	9	9	9	7
Accesibilidad al uso		0	0	3	3	9	0	3	6

¿Qué?	¿Cómo?	Criterios del diseñador							Importancia
		Carga inercial excéntrica	Carga inercial concéntrica	Separador por acrílico de alto impacto	Separado por reja metálica	Control eléctrico de operación	Opción de venteo de la bomba	Parada de emergencia	
Requerimientos del diseño									
Alta mantenibilidad		1	3	3	3	9	9	9	5
Costo mínimo		3	1	1	1	3	3	3	4
Espacio ocupado reducido		3	9	0	0	0	0	0	3
Estética		0	0	9	3	3	0	0	3
		209	181	190	172	183	120	138	
		17.52	15.17	15.93	14.42	15.34	10.06	11.57	
		1	1'	2	2'	3	5	4	

Se obtuvieron los siguientes criterios como los más importantes para el diseño del banco en cuestión.

Tabla 2. Prioridades de diseño según QFD.

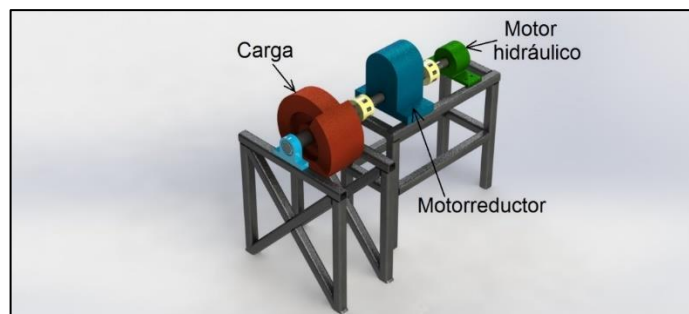
Orden	Criterio	Valor QFD	Porcentaje
1	Carga inercial excéntrica	209	35.91%
2	Separador por acrílico de alto impacto	190	32.65%
3	Control eléctrico de operación	183	31.44%
	Total	582	100%

4.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS

En el presente apartada se desarrollan 3 posibles alternativas para la forma que podría tomar el banco de pruebas. Se planteará cada una de las soluciones haciendo énfasis los criterios planteados previamente, y analizando las ventajas y desventajas de cada una.

4.2.1 Alternativa 1

Figura 8. Esquema de alternativa 1.



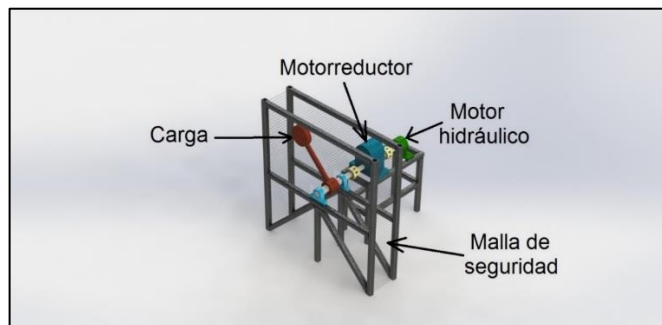
Esta primer alternativa propone una carga casi concentrica pero con un desbalance en su parte extrema de modo tal que al girar dado el torque entregado por el motor hidráulico y aumentado por el reductor de velocidad, se comporte como una carga dinámica durante todo su ciclo de giro. Esta configuración presenta la ventaja de

manejar un espacio reducido y poco riesgo de impacto dada la carga casi concentrica a la que se somete el motor. Una estructura base para soportar la carga se plantea cerrada en cruz, de modo tal que la carga dinámica no genere vibraciones ni deformaciones significativas y por lo tanto no se produzcan desalineaciones entre los ejes de transmisión. Esta configuración facilita de manera considerable la posibilidad de medir la velocidad de giro de la carga mediante un tacómetro; además el mantenimiento que requiera desmonte de ejes y juntas, es más sencillo.

La desventaja de esta configuración es que, para poder someter el motor hidráulico a su máxima capacidad como se desea, se requiere de una gran cantidad de material para la fabricación de la carga: estando el desbalance de la carga tan cerca del eje, se requiere de una masa desproporcionada para generar un torque máximo de trabajo. Esto se traduce a un costo mucho mayor de adquisición y fabricación.

4.2.2 Alternativa 2

Figura 9. Esquema de alternativa 2.

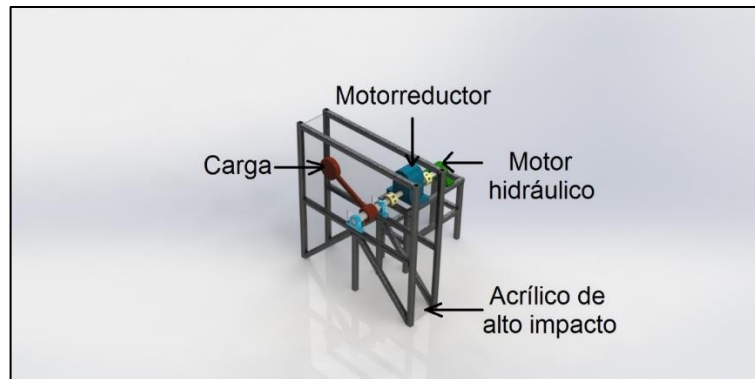


Frente a la primer alternativa y su desventaja, se plantea una carga tipo péndulo; esta configuración permite someter el motor a torques más elevados con cantidades de material más pequeñas. Además de esto, el diseño de la carga es mucho más sencilla debido a que las diferentes formas que puede optar el péndulo permite manejar momentos inerciales mayores, permitiendo que el motor hidráulico durante el arranque requiera una presión significativamente más alta, de manera tal que se pueda visualizar de manera más clara para el estudiante el efecto del factor de arranque del motor, su cálculo sea más preciso y se pueda enfrentar de manera mas exacta con lo que propone el fabricante; una carga de tamaño reducido es traducido entonces a un costo menor de fabricación. El marco estructural de la carga se plantea cerrada en triángulo como se muestra, y el marco también se cierra en la parte superior para evitar tambaleo de la estructura en la parte superior.

La desventaja de esta configuración es que se requiere un espacio más amplio que permita el giro de la carga; las medidas de seguridad se requieren en este caso dado que un péndulo de masa concentrada puede poner en riesgo la integridad de los estudiantes, por lo que se propone una malla de seguridad de alambre de acero; estéticamente, esta malla de seguridad no es la más óptima; además, la posibilidad de medir velocidades de giro de la carga no es tan sencillo con un tacómetro debido a la obstrucción visual de la malla. La mantenibilidad disminuye un poco respecto a la primera alternativa dada la necesidad de remover la parte superior del marco estructural si se requiere desmontar.

4.2.3 Alternativa 3

Figura 10. Esquema de alternativa 3.



Esta alternativa presenta las mismas ventajas que la alternativa 2, pero en este caso se reemplaza la malla de acero por un acrílico de alto impacto. Este cambio permite la visualización de la carga mediante el uso del tacómetro para medir las velocidades de rotación. Al igual que el caso anterior, el marco estructural se cierra en la parte superior e inferior para brindar la mayor rigidez posible durante la operación. La carga que se plantea es la misma que la alternativa dos, permitiendo una disminución en el costo de fabricación. Estéticamente, el acrílico de alto impacto es una opción más adecuada, además de poder incluso brindar mayor seguridad en el banco dado que se puede aislar completamente el péndulo del operador y no existe ningún riesgo.

4.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Se realiza el siguiente cuadro ponderado para decidir la mejor alternativa.

Tabla 3. Matriz de evaluación de alternativas.

Requerimientos	Ponderacion	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Criterios de evaluacion							
Carga inercial excéntrica/ concéntrica.	35.91 %	3	1.08	5	1.8	5	1,8
Separador por acrílico de alto impacto/malla metálica.	32.65 %	1	0.32	4	1.31	5	1.64
Control eléctrico de operación.	31.44 %	5	1.57	5	1.57	5	1.57
Total	100	2.98		4.68		5.01	

Del cuadro anterior se puede concluir que la alternativa seleccionada para el diseño de la interfaz de usuario es la alternativa numero 2, sin excluir algunos elementos de la otras que puede contribuir al desarrollo de la misma.

5. DISEÑO

Se parte de los requerimientos operativos que se reflejan en parámetros del diseño. Se tiene como parámetro principal la operación del motor hidráulico a máxima capacidad. Esto implica que el motor tenga como presión de trabajo el límite operativo que recomienda el fabricante. Igualmente, el torque generado será aumentado por un reductor planetario helicoidal (Tabla 5).

Tabla 4. Características resumidas de operación del motor hidráulico.

PARÁMETRO	VALOR (UNIDADES)
Capacidad volumétrica	2,2 (in ³ /rev)
Presión máxima continua	1800 (psi)
Torque máximo de arranque @P _{Max.Cont}	410 (lb – in)
Flujo máximo continuo	10 (GPM)
Velocidad máxima a @ Q _{Max.Cont}	1021 (RPM)
Peso	11,2 (lb)

Fuente: EATON: Low Speed High Torque Motors. Publicación: E-MOLO-MC001-E9, 2018. p B-2-2.

Tabla 5. Características generales de reductor de velocidad.

PARÁMETRO	VALOR (UNIDADES)
Relación de engranajes	25:1 (R/P)
Potencia máxima de transmisión	4,5 (HP)
Diámetro eje de entrada	1 (in)
Diámetro eje de salida	1,88 (in)
Peso	1021 (g)

Fuente: NIÑO SÁNCHEZ, Diego y QUINTERO VALBUENA Oscar. Diseño y construcción de un reductor planetario de dos etapas. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad

Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2001, 225H

Estas características dan las bases para el diseño de la carga. Otros de los parámetros del diseño son: una carga excéntrica, y una inercia y peso tal que el torque máximo de arranque proporcionado por el motor pueda desplazarla. Además, se tiene como requerimiento una velocidad angular de la carga de 20 RPM, un tiempo de aceleración de 1 segundo y que recorra dicho ángulo en 60 grados.

Tabla 6. Requerimientos por cumplir en el diseño de carga.

PARÁMETRO	VALOR (UNIDADES)
Tipo de carga	Excéntrica
Inercia y peso	Igual a TMax-Arranq.
Velocidad de giro	20 RPM
Tiempo de aceleración	1 seg
Ángulo para aceleración	60°

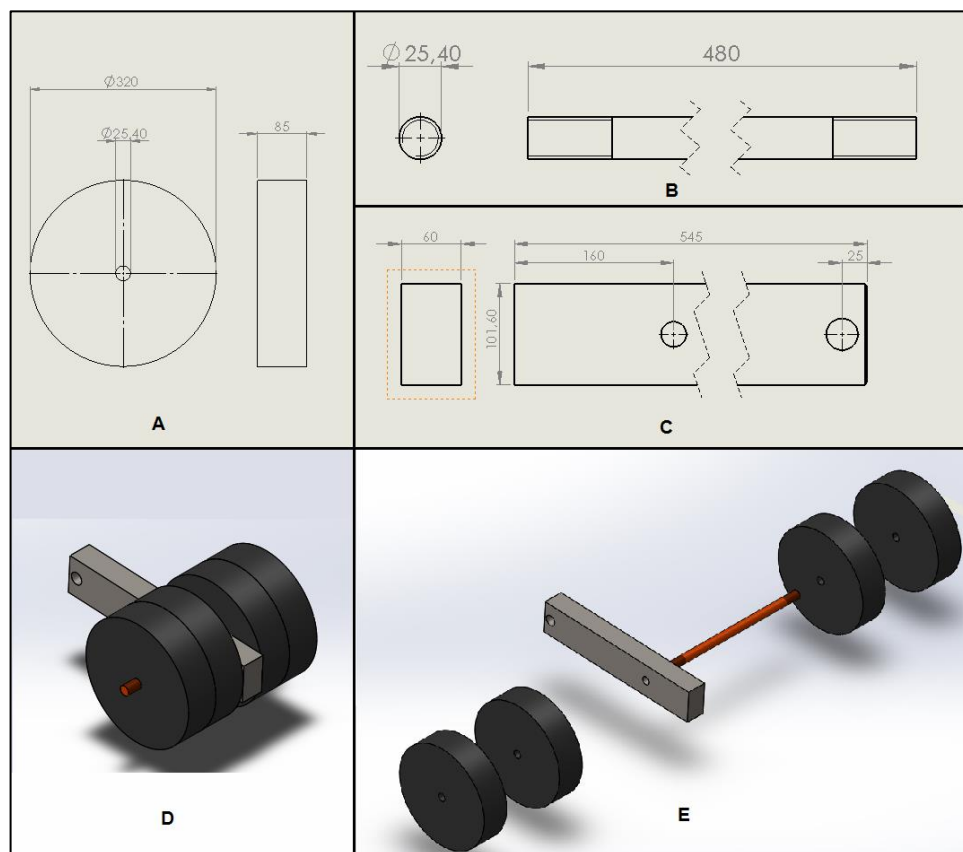
5.1 DISEÑO DE CARGA

Para la carga, se tomó como base el torque máximo ejercido por el motor. Este torque es 410 lb – in y éste debe ser el torque generado por el peso de la carga junto a su inercia.

La disposición geométrica de la carga se pensó basado en la facilidad de montaje, estética e inercia generada por la configuración. Se determinó una configuración geométrica que consta de una barra transversal al eje, junto a un pasador longitudinal que atraviese dicha barra y soporte cuatro discos. Se seleccionó como materiales el acero A36 para la barra transversal y 1020 el pasador, mientras que

se fijó el material de los discos (la carga más significativa) como fundición gris dado su menor costo con respecto al acero. Para el dimensionamiento, se desarrolló un sistema de ecuaciones parametrizadas por las dimensiones de los componentes y se iteraron valores de dichas dimensiones con el fin de obtener un valor de torque máximo de arranque cercano a 410 lb – in.

Figura 11. Dimensiones propuestas para la carga del banco.



A) Dimensión de los discos; B) Dimensión del pasador; C) Dimensión del brazo; D) Subensamblado de carga; E) Subensamblado de carga explosionada.

$$R_{disco} = 16 \text{ cm} = 6,3 \text{ in} \rightarrow \text{Radio del disco}$$

$$R_{int_{disco}} = 0,5 \text{ in} \rightarrow \text{Radio interno del disco}$$

$$\begin{aligned}
E_{disco} &= 8,5 \text{ cm} = 3,35 \text{ in} \rightarrow \text{Espesor del disco} \\
L_{barra} &= 60 \text{ cm} = 23,62 \text{ in} \rightarrow \text{Longitud de la barra} \\
A_{barra} &= 10 \text{ cm} = 4 \text{ in} \rightarrow \text{Altura de la barra} \\
B_{barra} &= 6 \text{ cm} = 2,36 \text{ in} \rightarrow \text{Espesor de la barra} \\
D_{pasador} &= 1 \text{ in} \rightarrow \text{Diámetro de pasador} \\
L_{pasador} &= 48 \text{ cm} = 18,9 \text{ in} \rightarrow \text{Longitud del pasador}
\end{aligned}$$

Con estas dimensiones y materiales, se determinó la masa de los componentes. La longitud del pasador está dada por los espesores de los componentes (que se decidió que fuesen 4 discos de 8,5 centímetros de espesor y la barra de 6 centímetros de espesor) que es en total 40 centímetros, y a esta longitud se le agregan 8 centímetros para tener 4 centímetros a cada lado del pasador a los cuales se le pueda hacer un roscado de modo tal que dos tuercas puedan bloquear axialmente los discos de la carga.

$$\begin{aligned}
M_{barra} &= L_{barra} \times A_{barra} \times B_{barra} \times \rho_{acero} = 3658 \text{ cm}^3 \times 7,85 \text{ g/cm}^3 = 28715 \text{ g} \\
&= 63,3 \text{ lbm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{disco} &= \pi \times (R_{disco}^2 - R_{int_{disco}}^2) \times E_{disco} \times \rho_{fundición} = 6793 \text{ cm}^3 \times 7,15 \text{ g/cm}^3 \\
&= 48570 \text{ g} = 107,1 \text{ lbm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{pasador} &= \frac{\pi \times D_{pasador}^2}{4} \times L_{pasador} \times \rho_{acero} = 243,2 \text{ cm}^3 \times 7,85 \text{ g/cm}^3 = 1909 \text{ g} \\
&= 4,209 \text{ lbm}
\end{aligned}$$

Igualmente, se determinó la inercia al giro de cada uno de los elementos aplicando el teorema de Steiner, dado que dicha inercia se ve involucrada en el torque de arranque.

$$\begin{aligned}
J_{barra} &= \frac{M_{barra}}{12} \times (A_{barra}^2 + L_{barra}^2) + M_{barra} \times \left(\frac{L_{barra}}{2}\right)^2 \\
&= \frac{63,3}{12} \times (4^2 + 23,62^2) + 83 \times \left(\frac{23,62}{2}\right)^2 \\
&= 11856 \text{ lbm} - \text{in}^2 \times \frac{0,00259 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2}{1 \text{ lbm} - \text{in}^2} = 30,71 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2 \\
J_{disco} &= \frac{M_{disco}}{2} \times (R_{disco}^2 + R_{int_{disco}}^2) + M_{disco} \times (L_{barra} - R_{disco})^2 \\
&= \frac{107,1}{2} \times (6,3^2 + 0,5^2) + 107,1 \times (23,62 - 6,3)^2 \\
&= 34267 \text{ lbm} - \text{in}^2 \times \frac{0,00259 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2}{1 \text{ lbm} - \text{in}^2} = 88,76 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2 \\
J_{pasador} &= \frac{M_{pasador}}{2} \times R_{pasador}^2 + M_{pasador} \times (L_{barra} - R_{disco})^2 \\
&= \frac{4,209}{2} \times 0,5^2 + 4,209 \times (23,62 - 6,3)^2 \\
&= 1263 \text{ lbm} - \text{in}^2 \times \frac{0,00259 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2}{1 \text{ lbm} - \text{in}^2} = 3,273 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2 \\
J_{total} &= J_{barra} + 4 \times J_{disco} + J_{pasador} = 389 \text{ lbf} - \text{in} - \text{s}^2
\end{aligned}$$

Conociendo las inercias de los componentes, sus dimensiones y sus pesos, se determina el torque total que se requiere con los parámetros de arranque dados previamente.

$$\begin{aligned}
T_{barra} &= W_{barra} \times \frac{L_{barra}}{2} = 747,7 \text{ lbf} - \text{in}^2 \\
T_{disco} &= W_{disco} \times (L_{barra} - R_{disco}) = 1855 \text{ lbf} - \text{in}^2 \\
T_{pasador} &= W_{pasador} \times (L_{barra} - R_{disco}) = 72,92 \text{ lbf} - \text{in}^2 \\
T_{total \text{ de salida}} &= T_{barra} + 4 \times T_{disco} + T_{pasador} + (J_{total} \times \alpha) \rightarrow (1)
\end{aligned}$$

En donde α se define como:

$$\alpha = \frac{2 \times \theta_f}{t_{acc}} = \frac{2,094 \text{ rad/s} - 0}{1 \text{ s}} = 2,094 \text{ rad/s}^2 \rightarrow \text{Se reemplaza en (1)}$$

Se obtiene un torque total a la salida del reductor de velocidad.

$$T_{total \text{ de salida}} = 747,7 + 4 \times 1855 + 72,92 + (389 \times 2,094) = 9055 \text{ lbf} - \text{in}$$

La carga inercial corresponde al 12% del torque total requerido al arranque. Ahora bien, este torque en el motor hidráulico se reduce debido al reductor planetario presente de relación 25:1; sin embargo, existen fricciones internas y pérdidas de potencia en dicho reductor representadas por su eficiencia. El reductor planetario disponible es de un proyecto de grado previamente realizado. Una revisión de dicho proyecto mostró que la eficiencia encontrada del reductor de velocidad es del 91%¹. Con este valor, el torque a la entrada del reductor y a la salida del motor hidráulico es el siguiente:

$$T_{total \text{ de entrada}} = T_{total \text{ de salida}} \times \frac{1}{R/P \times \eta_m} = 9055 \times \frac{1}{25 \times 0,91} = 398 \text{ lbf} - \text{in}$$

Este valor es menor en un 3% al establecido por el fabricante (410 lbf – in), pero está en un rango muy cercano. Se determinó mantener este valor dado que el dimensionamiento de las cargas de modo tal que se logre exactamente 410 lbf – in en el arranque del motor implicaría manejar dimensiones de mayor precisión y exactitud, lo cual elevaría los costos de fabricación de manera considerable. Igualmente, por consideración de seguridad del diseño, se tomará que el torque generado será de 410 lbf-in a la entrada del reductor, implicando que entonces el

¹NIÑO SÁNCHEZ, Diego y QUINTERO VALBUENA Oscar. Diseño y construcción de un reductor planetario de dos etapas. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2001, 225H

torque a la salida del reductor planetario (y teniendo en cuenta su eficiencia) será la siguiente.

$$T_{diseño-salida} = T_{diseño-salida} \times R/P \times \eta_m$$

$$T_{diseño-salida} = 410 \text{ lbf} - \text{in} \times 25 \times 0,91 = 9381 \text{ lbf} - \text{in}$$

Este será el torque base que se tendrá en cuenta durante el diseño de los componentes

5.1.1 Diseño mecánico de pasador. En primer lugar, se verifica la resistencia del pasador sobre el cual se encuentran los pesos. Su estado de carga se considera distribuida como se muestra a continuación en una vista transversal del pasador (Figura 12). La posición del péndulo se tomará como la vertical inferior, dado que el pasador soporta tanto el peso de la carga junto con la fuerza centrípeta que permite el giro de las cargas. El peso de los discos es de 107,1 lbf cada uno. La fuerza centrípeta se calcula a continuación:

$$F_{cent} = \frac{(M_{disco} \times a_{cent})}{g} \rightarrow g = 32,2 \frac{\text{lbf} - \text{ft}/\text{s}^2}{\text{lbf}} = 386,1 \frac{\text{lbf} - \text{in}/\text{s}^2}{\text{lbf}}$$

$$a_{cent} = \omega_f^2 \times (L_{barra} - R_{disco}) = \left(2,932 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times (23,62 - 6,3)\text{in} = 148,9 \text{ in}/\text{s}^2$$

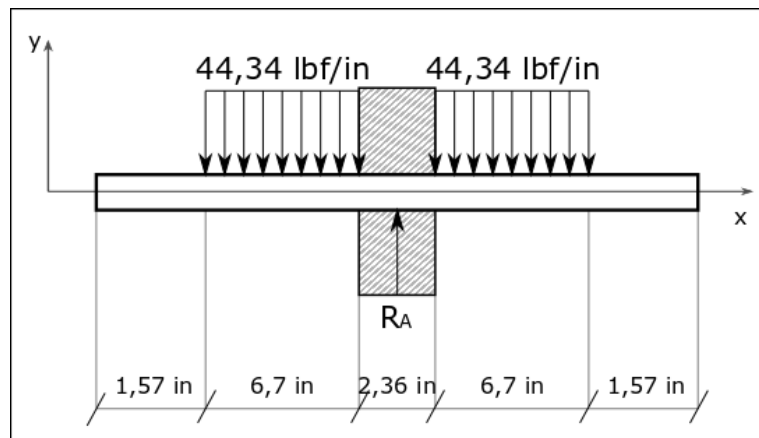
$$F_{cent} = \frac{(107,1 \text{ lbf} \times 148,9 \text{ in}/\text{s}^2)}{386,1 \frac{\text{lbf} - \text{in}/\text{s}^2}{\text{lbf}}} = 41,31 \text{ lbf}$$

Tratándose de 4 discos que giran, se tiene entonces una fuerza total de:

$$F_{total} = 4 \times (W_{disco} + F_{cent}) = 4 \times (107,1 \text{ lbf} + 41,31 \text{ lbf}) = 593,6 \text{ lbf}$$

Esta es la fuerza total de los discos, distribuidas equitativamente a cada lado del pasador. Se tomarán como cargas distribuidas debido a las dimensiones del pasador y de las cargas. A continuación, se muestra el diagrama de cuerpo libre del pasador teniendo en cuenta la longitud del pasador y los espesores de los discos y de la barra que soporta el pasador, de modo tal que se muestran las cargas distribuidas.

Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de pasador.

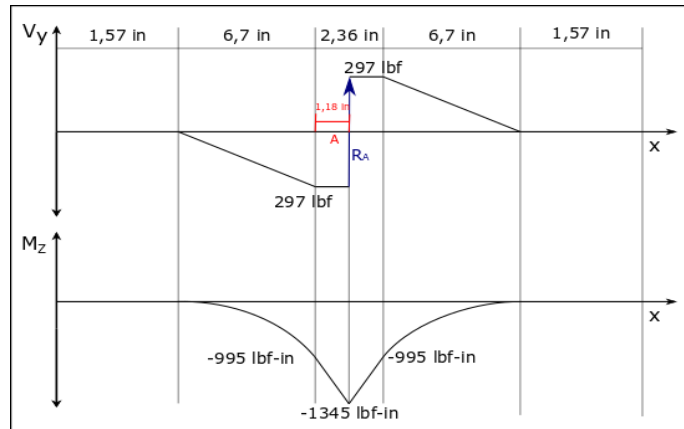


Con este diagrama de cuerpo libre, se calculan las reacciones. La barra que sujeta el pasador actúa como un empotramiento que restringe el movimiento en todas las direcciones, luego se tiene una fuerza R_A y un momento M_A como reacciones en la barra. Sin embargo, por simetría de la carga, el momento M_A debe ser cero para mantener el equilibrio. El valor de la reacción R_A es entonces el mismo valor F_{total} calculado previamente (593,6 lbf).

$$R_A = F_{total} = 593,6 \text{ lbf}$$

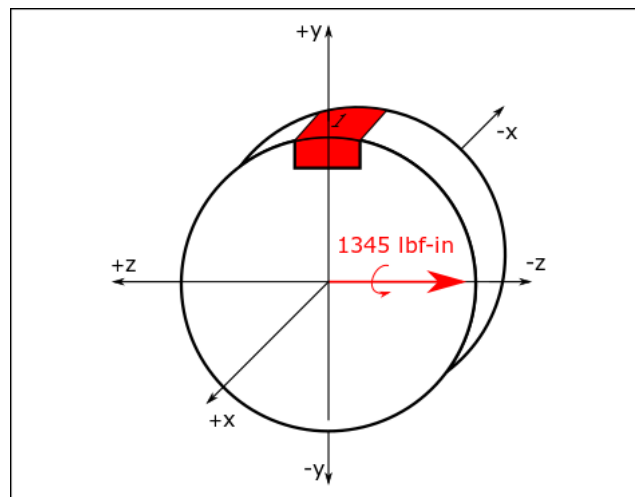
Con este diagrama de cuerpo libre y los valores de carga y reacciones, se realiza el diagrama de cortante y momento flector.

Figura 13. Diagrama de cortante y momento flector del pasador.



La sección transversal en A es la sección con mayor momento flector, por lo cual será la sección crítica del pasador. A continuación, se muestra dicha sección transversal, su estado de carga y el punto crítico presente en ella.

Figura 14 Sección transversal A de pasador.



El punto 1 se considera el punto crítico, dado que está sometido a esfuerzo axial debido al momento flector M_z máximo en dicha sección de 1345 lbf – in; se trata de una sección circular maciza, luego el esfuerzo se determina con ecuaciones de resistencia de materiales y se determina el factor de seguridad para las dimensiones dadas. El pasador se propuso de acero 1020, luego su resistencia máxima a la fluencia es de 294 Mpa o 42600 psi (según el proveedor de la materia prima).

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{M_z \times C}{I} = \frac{32 \times M_z}{\pi \times d^3} \leftarrow \text{Esfuerzo flexión para sección circular maciza}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{32 \times 1345 \text{ lbf} - \text{in}}{\pi \times (1 \text{ in})^3} = 13700 \text{ psi}$$

$$N_{seguridad} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{42600 \text{ psi}}{13700 \text{ psi}} = 3,1$$

Con un factor de seguridad superior a 3, se considera que no fallará el pasador por carga mecánica. Se realiza entonces un análisis de fatiga. Para esto, se toma como el límite de resistencia a la fatiga del material acero al carbono 1020 planteando una vida mayor a 1 millón de ciclos de trabajo, siendo la mitad de su resistencia última la fractura ($S_e=0,5S_{ut}$); esta es una aproximación conservadora dado que no se tiene una curva S-N para el material en cuestión dada por el fabricante. Para acero 1020, la resistencia última es 441 MPa o 64 Ksi, luego $S_e=32$ Ksi. Bajo estas condiciones se plantea la Tabla 7 que resume los factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, sus valores y el criterio tomado para definirlo; los valores y criterios siguen las recomendaciones del libro Fatiga: Fisura Progresiva².

Tabla 7. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en pasador.

Factor	Valor	Criterio
--------	-------	----------

² PARADA CORRALES, Alfredo. Fatiga: Fisura progresiva. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 1990.

K_L	1,0	Carga puramente flectora
K_S	0,9	Rectificado común, y resistencia $S_{ut}=64$ Ksi
K_D	0,9	$0,4' < d < 2''$
K_T	1,0	$T_{OPERACIÓN} < 30^\circ C$
K_c	0,814	Desconfianza del 99%.
K_m	1,0	No se esperan tratamientos térmicos
K_F	1,0	No hay entalladuras
K_{FS}	1,0	No hay entalladuras

Conociendo estos valores, se procede a determinar los valores del esfuerzo medio y el esfuerzo alternativo. En este caso, la carga no es totalmente alternativa, dado que, si bien un pasador fijo implica que el punto 1 de la Figura 14 estará a tensión en la posición vertical inferior del péndulo y estará a compresión en la vertical superior, la carga debido a la fuerza centrípeta de los discos genera un esfuerzo mayor en la posición vertical inferior del péndulo con respecto a la vertical superior, cambiando la magnitud del esfuerzo de compresión (σ_{min}) con respecto al de tensión (σ_{max}). Con esto dicho, se buscan entonces el esfuerzo mínimo (encontrado en la posición vertical superior); cabe aclarar que el esfuerzo mínimo recibe su nombre debido a que, en el sistema de coordenadas planteado para el punto 1, se trata de un esfuerzo a compresión (tomado como un esfuerzo negativo), pero no significa necesariamente que sea el esfuerzo de menor magnitud (aunque en este caso lo es). Se tiene entonces que el esfuerzo mínimo se da cuando la fuerza centrífuga se opone al peso de las cargas. Siendo dos discos a cada lado del pasador, se tiene que:

$$F_{min} = 2 \times W_{disco} - 2 \times F_{Cent} = 131,58 \text{ lbf}$$

El diagrama de cargas y momentos de la Figura 13 sigue teniendo la misma forma, simplemente cambiando sus valores. Para el instante en que la fuerza sobre el

pasador es 131,58 lbf, el momento aplicado M_{z-min} aplicado sobre la sección A en la Figura 14 es de 595,7 lbf-in. Con este momento aplicado, se tiene el siguiente esfuerzo mínimo sobre el pasador.

$$\sigma_{min} = \frac{M_{z-min} \times C}{I} = \frac{32 \times M_{z-min}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times -595,7 \text{ lbf} - \text{in}}{\pi \times (1 \text{ in})^3} = -6068 \text{ psi}$$

Al ser un esfuerzo de compresión, se tomará con signo negativo. Con esto, se puede calcular el esfuerzo medio y el esfuerzo alternativo sobre el pasador.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{13700 + (-6068)}{2} = 3816 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{13700 - (-6068)}{2} = 9884 \text{ psi}$$

La resistencia a la fatiga ($S_e=32$ Ksi) afectada al multiplicarse por los factores que afectan al material y la pieza (K_L , K_S , K_T , K_C y K_M) mostrados en la Tabla 7, es de $S_e'=21,1$ Ksi. Con estos valores, se determina el valor del factor de seguridad N de fatiga mediante criterio de Goodman. Para este caso, el cortante presente en el pasador, si bien existe y es máximo para el punto 1 en la posición horizontal del péndulo, es despreciado debido a que se trata de una sección circular maciza.

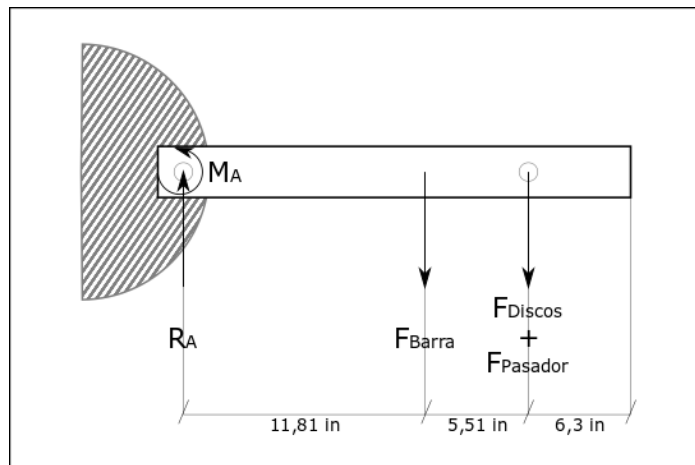
$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{3816}{64000} + 1 \times \frac{9884}{21100} \rightarrow N = 1,89 > 1$$

Con esto se considera que el pasador sobre el cual está soportada la carga de los discos no fallará por fatiga.

5.1.2 Diseño mecánico de brazo. A continuación, se realiza un análisis de resistencia a la barra que actúa como brazo que sostiene la carga, y de sección rectangular. El momento en el cual se analiza la barra será en la posición horizontal, en el arranque, puesto que en dicho momento el momento ejercido sobre el brazo es el máximo posible durante todo el funcionamiento. Puede aproximar el comportamiento del brazo como una viga rectangular empotrada. Se tendrá en cuenta el peso de la barra para que el diagrama de cuerpo libre para que el momento aplicado en el empotramiento (el cubo al cual se ajusta la barra) sea equivalente al necesario en el arranque. El diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de barra empotrada.



En este diagrama de cuerpo libre, ya se conoce el valor de M_A dado que se calculó previamente para el dimensionamiento de las piezas, siendo igual al momento generado por el motor hidráulico en el arranque luego de ser amplificado por el reductor de velocidad; este momento M_A es de 9381 lbf-in. Queda entonces determinar el valor de R_A al conocer los valores de las fuerzas F_{Barra} , F_{Disco} y $F_{Pasador}$.

Estas fuerzas puntuales son la suma del peso de los componentes y la inercia lineal en el arranque, la cual se determina mediante la segunda ley de Newton.

$$\sum F_y = m \times a_y$$

En el caso particular, la aceleración a_y , se determina mediante la aceleración angular α que se determinó previamente ($2,932 \text{ rad/s}^2$) y el radio de giro r que varía según el cuerpo que se analice, siendo entonces:

$$\sum F_y = F_{Requerida} - W_{cuerpo} = \frac{m \times (r_{giro} \times 2,932 \text{ rad/s}^2)}{g}$$

$$F_{Requerida} = W_{cuerpo} + \frac{m \times (r_{giro} \times 2,932 \text{ rad/s}^2)}{g} \rightarrow g = 386,1 \frac{\text{lbm} - \text{in/s}^2}{\text{lbm}}$$

A continuación, se determina el valor de cada una de las fuerzas requeridas conociendo las masas de los componentes previamente calculados. Los radios de giro de cada componente son los que se muestran en la Figura 15, de modo tal que las fuerzas requeridas por cada cuerpo son:

$$F_{Barra} = 63,3 \text{ lbf} + \frac{63,3 \text{ lbm} \times 2,932 \text{ rad/s}^2 \times 11,81 \text{ in}}{386,1 \frac{\text{lbm} - \text{in/s}^2}{\text{lbm}}} = 69 \text{ lbf}$$

$$F_{Disco} = 107,1 \text{ lbf} + \frac{107,1 \text{ lbm} \times 2,932 \text{ rad/s}^2 \times (11,81 + 5,51) \text{ in}}{386,1 \frac{\text{lbm} - \text{in/s}^2}{\text{lbm}}} = 121 \text{ lbf}$$

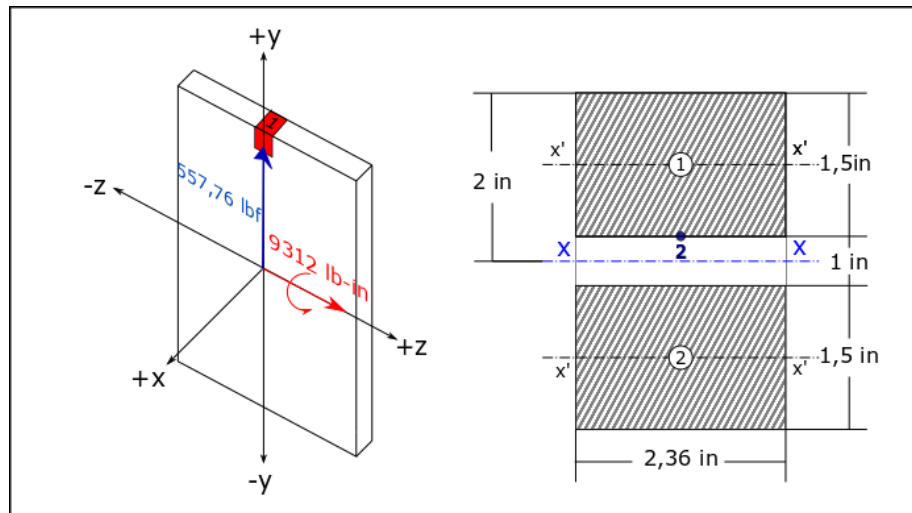
$$F_{Pasador} = 4,209 \text{ lbf} + \frac{4,209 \text{ lbm} \times 2,932 \text{ rad/s}^2 \times (11,81 + 5,51) \text{ in}}{386,1 \frac{\text{lbm} - \text{in/s}^2}{\text{lbm}}} = 4,76 \text{ lbf}$$

$$R_A = F_{Barra} + F_{Pasador} + 4 \times F_{Discos} = 69 \text{ lbf} + 4,76 \text{ lbf} + 4 \times 121 \text{ lbf} = 557,76 \text{ lbf}$$

En este caso no se considera pertinente realizar el diagrama de momentos y cortantes en la barra dado que, por teoría de resistencia de materiales, la sección

crítica de una barra empotrada es el mismo empotramiento, y en dicho punto ya conocemos los valores de las fuerzas y momentos actuantes: M_A y R_A . Se muestra entonces el estado de carga de la sección crítica y las dimensiones de la sección junto a los ejes centroidales.

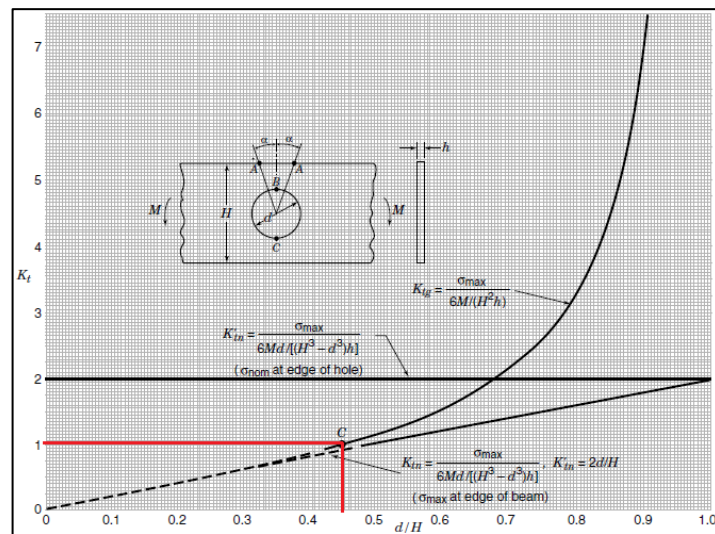
Figura 16. Estado de carga y dimensiones de sección crítica de la barra.



Se puede observar que, en las dimensiones de la sección transversal, existe un agujero en el centro de la barra de 1 pulgada de diámetro; este agujero se hace con el fin de utilizar un pasador que bloquee axialmente la barra al cubo que transmitirá la potencia entre eje y barra, y se estima dicha dimensión de pasador para ser verificada posteriormente. Se determina el punto 1 de color rojo en la parte izquierda de la figura anterior como el punto crítico de la sección dado que está sometido a una tensión por el momento flector M_z , y dicho punto no sufre un esfuerzo cortante debido al cortante V_y . Dado al agujero del pasador, existe un concentrador de esfuerzos K_{tn} que afectaría a este punto 1; sin embargo, según la bibliografía se tiene que para una relación d/H igual a 0,45 o menor, que

corresponde a la relación entre diámetro del agujero (1 in) y la altura de la placa (~4 in), para el punto 1 este concentrador de esfuerzos es nulo ($a/w = 1/4 = 0,25$) como se muestra en la siguiente figura.

Figura 17. Concentrador de esfuerzos para barra delgada con agujero en el centro sometida a flexión.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 256.

Por otro lado, para el punto 2 de color azul mostrado en la parte derecha de la Figura 16, este concentrador de esfuerzos si afecta el esfuerzo al cual se somete debido a la carga, por lo que a este punto también se le hará un análisis de carga estática bajo dos efectos de carga: la flexión en la posición horizontal del péndulo y la carga axial en la posición vertical del péndulo. Se determina inicialmente el esfuerzo soportado por el punto 1.

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{M_z \times C}{I_{xx}} \rightarrow \text{Se requiere determinar } I$$

$$I_{xx} = I_{xx_1} + I_{xx_2} = 2 \times I_{xx_1} \rightarrow \text{Se determina } I_{xx_1} \text{ como rectángulo}$$

$$I_{xx_1} = I_{x'_1x'_1} + A_1 \times \bar{y}^2 = \frac{2,36 \text{ in} \times 1,5^3 \text{ in}^3}{12} + (2,36 \times 1,5) \text{ in}^2 \times \left(\frac{1,5 + 1}{2}\right)^2 \text{ in}^2$$

$$I_{xx_1} = 6,2 \text{ in}^4 \rightarrow I_{xx} = 12,4 \text{ in}^4$$

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{9381 \text{ lbf} - \text{in} \times 2 \text{ in}}{12,4 \text{ in}^4} = 1513 \text{ psi}$$

Se determinó el material de la barra como acero estructural A36, dado que comercialmente se puede obtener con las medidas requeridas mediante corte de lámina. Considerando el esfuerzo máximo a la fluencia del material (36 KSI) y el esfuerzo σ_{eq} que se calculó, se determina que la barra no fallará en este punto 1 por carga estática ($N > 10$). Ahora se verificará el punto 2 de color azul debido al concentrador de esfuerzos. En primera instancia, se verifica con la carga flectora.

Para este caso del punto 2, el concentrador de esfuerzos según la bibliografía es siempre $K_{in} = 2$ (Figura 17), sin importar las dimensiones de la barra. Ya teniendo el momento de inercia de la sección, se calcula el esfuerzo debido a la flexión de la siguiente manera.

$$\sigma_{Mz} = K_f \frac{M_z \times a}{I_{xx}} = 2 \times \frac{9381 \text{ lbf} - \text{in} \times 0,5 \text{ in}}{12,4 \text{ in}^4} = 756,5 \text{ psi}$$

El punto 2 también sufre un esfuerzo cortante τ debido a la presencia del cortante V_y que en este caso es la misma reacción R_A . Este esfuerzo se determina a continuación.

$$\tau_{Vy} = \frac{V_y \times Q}{I_{xx} \times b}$$

En esta ecuación, Q es el primer momento de área del área 1 con respecto al eje x mostrado al lado derecho de la Figura 15 (que se define como $Q = A \times \bar{y}$) y b es el ancho de la viga (que en este caso es de 2,36 pulgadas). Se determina entonces el valor del esfuerzo.

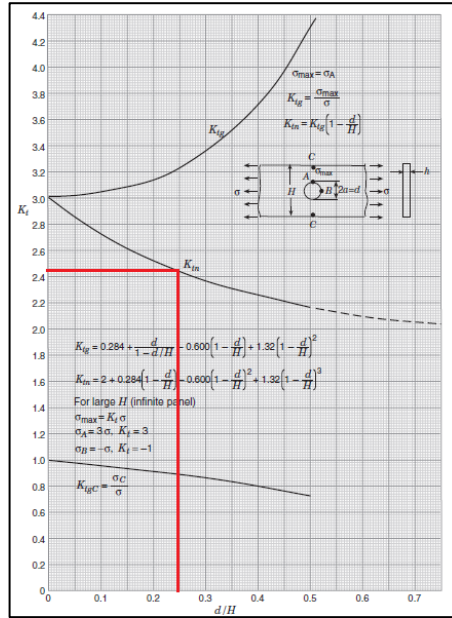
$$\tau_{Vy} = \frac{557,76 \text{ lbf} \times ((2,36 \times 1,5) \text{ in}^2 \times 1 \text{ in})}{12,4 \text{ in}^4 \times 2,36 \text{ in}} = 67,47 \text{ psi}$$

Conociendo los esfuerzos presentes, se puede determinar el esfuerzo total del punto 2 durante la flexión.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{Mz})^2 + 3(\tau_{Vy})^2} = \sqrt{(756,5 \text{ psi})^2 + 3(67,47 \text{ psi})^2} = 765,5 \text{ psi}$$

Se puede observar entonces que el punto 2 no fallará por carga flectora. Se procede a analizar en la posición inferior del péndulo donde la suma del peso del péndulo y su fuerza centrífuga se suman y hacen un esfuerzo de tensión por carga axial sobre la sección transversal que incluye un concentrador de esfuerzos K_{tn} para carga axial debido al pasador; la relación d/H de la barra ya se definió previamente como 0,25 por lo que la siguiente figura permite determinar el concentrador de esfuerzos.

Figura 18. Concentrador de esfuerzos para barra delgada con agujero en el centro sometida a carga axial.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 270.

Se observa que el concentrador de esfuerzos es de 2,44 sobre el área neta. Se debe determinar la carga nominal a la que se somete la carga de manera axial, que ocurre en la posición vertical inferior del péndulo. La carga que actúa en este punto sobre la barra viene siendo la suma del peso de los discos y sus fuerzas centrífugas (determinado previamente para el análisis de esfuerzos del pasador) sumado al peso de la barra y el pasador junto a sus fuerzas centrífugas.

$$F_{Axial} = 4 \times (W_{disco} + F_{cent_{disco}}) + (W_{barra} + F_{cent_{barra}}) + (W_{pasador} + F_{cent_{pasador}})$$

El primer término de la suma ya es conocido junto a los pesos de los otros componentes, por lo que se definirá las fuerzas centrífugas de la barra y el pasador.

$$F_{cent_{barra}} = \frac{(M_{barra} \times a_{cent_{barra}})}{g} \rightarrow g = 32,2 \frac{lbm - ft/s^2}{lbf} = 386,1 \frac{lbm - in/s^2}{lbf}$$

$$a_{cent_{barra}} = \omega_f^2 \times \frac{L_{barra}}{2} = \left(2,932 \frac{rad}{s}\right)^2 \times \left(\frac{23,62}{2}\right) in = 101,53 in/s^2$$

$$F_{cent_{barra}} = \frac{(63,3 lbm \times 101,53 in/s^2)}{386,1 \frac{lbm - in/s^2}{lbf}} = 16,65 lbf$$

$$F_{cent_{pasad}} = \frac{(M_{pasad} \times a_{cent_{pasad}})}{g} \rightarrow g = 32,2 \frac{lbm - ft/s^2}{lbf} = 386,1 \frac{lbm - in/s^2}{lbf}$$

$$a_{cent_{pasad}} = \omega_f^2 \times (L_{barra} - R_{disco}) = \left(2,932 \frac{rad}{s}\right)^2 \times (23,62 - 6,3) in = 148,9 in/s^2$$

$$F_{cent_{pasad}} = \frac{(4,209 lbm \times 148,9 in/s^2)}{386,1 \frac{lbm - in/s^2}{lbf}} = 1,623 lbf$$

Con estas dos fuerzas determinamos la fuerza axial total que actúa sobre el brazo.

$$F_{Axial} = 4 \times (107,1 + 41,31) + (63,3 + 16,65) + (4,209 + 1,623) = 679,4 lbf$$

Esta fuerza permite conocer el esfuerzo a tensión de la barra. El área neta de la barra que soporta dicho esfuerzo se puede calcular acorde a las medidas de la sección transversal. Considerando el concentrador de esfuerzos, se tiene entonces el siguiente valor de esfuerzo en el punto 2 de la Figura 16.

$$\sigma_{Mz} = K_{tn} \times \frac{F_{Axial}}{A_{Neta}} = 2,44 \times \frac{679,4 lbf}{(4 \times 2,36)in^2 - (1 \times 2,36)in^2} = 234,1 psi$$

Comparado con la resistencia a la fluencia del acero A36, se considera despreciable este esfuerzo, aún con el concentrador de esfuerzos. Con esto se determina que ni el punto 1 o 2 de la Figura 16 fallarán por carga mecánica. Se procede a realizar un análisis por fatiga; debido a que el punto 1 es el cual está sometido al mayor esfuerzo total, sobre éste se realizará el análisis de fatiga.

En este caso, la barra se asume sometida a una carga completamente reversible dado que el motor hidráulico puede iniciar su giro tanto en sentido horario como antihorario; debido a esto, durante la vida útil del banco los puntos de la barra que en un arranque están a compresión, pueden estar sometidos a una tensión que cause un esfuerzo de igual valor, pero sentido contrario en otro arranque. En este caso, siendo acero A36 ($S_{ut} = 58$ Ksi según proveedor local), se tiene como resistencia a la fatiga $S_e = 0,5S_{ut} = 29$ Ksi. A continuación, se muestra una tabla con los factores referentes al material y la forma de la pieza que afectan la resistencia a la fatiga.

Tabla 8. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en barra.

Factor	Valor	Criterio
K_L	0,9	Carga flectora y axial
K_S	0,7	Laminado en caliente, $S_{ut}=58$ Ksi
K_D	0,75	$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 \times 4'' \times 3,15''}{\pi}}$ $2'' < d_{eq} < 12''$
K_T	1,0	$T_{OP} < 30^\circ C$
K_c	0,814	Desconfianza del 99%.
K_m	1,0	No se esperan tratamientos térmicos
K_F	1,0	La entalladura no afecta el punto crítico 1
K_F	1,0	La entalladura no afecta el punto crítico 1

Dado que es una carga completamente reversible como se explicó previamente, se tiene entonces lo siguiente:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{1135 - (-1135)}{2} = 1135 \text{ psi}$$

La resistencia a la fatiga ($S_e=29$ Ksi) afectada al multiplicarse por los factores que afectan al material y la pieza (K_L , K_S , K_T , K_C y K_M) mostrados en la tabla anterior, es de $S_e'=11,2$ Ksi. Con estos valores, se determina el valor del factor de seguridad N de fatiga mediante el método de Goodman:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es}'}\right)^2} = \sqrt{\left(K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2} = K_f \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1135}{11200} \rightarrow N = \sim 10$$

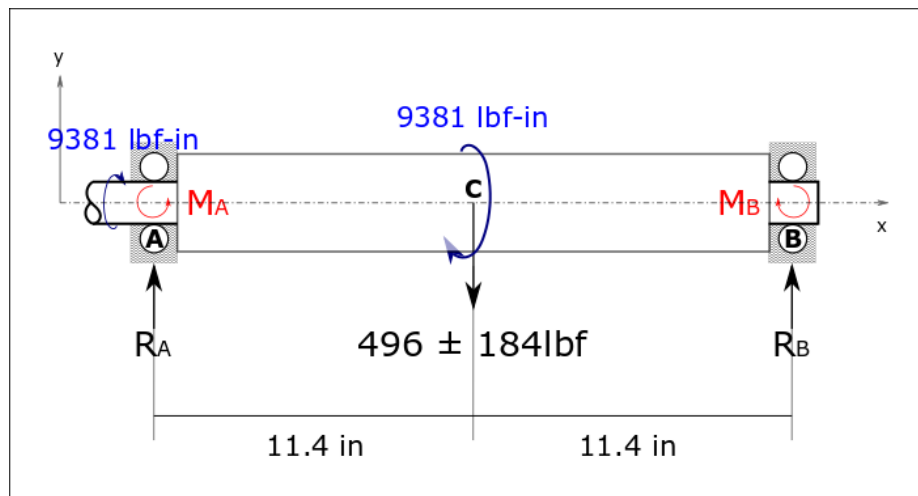
Se puede observar que el punto 1 no fallará entonces por fatiga; como se dijo previamente, debido a que el esfuerzo alternante en el punto 2 es 4 veces menor comparado con el que se encuentra en el punto 1 (aún con una entalladura) no se realizará análisis de fatiga para este punto 2.

5.2 DISEÑO DE TRANSMISIÓN

5.2.1 Diseño mecánico de eje de transmisión. En el proceso de diseño, se continúa con el diseño del eje. El torque que soportará el eje es de 9381 lbf – in, y una carga en la parte central del mismo (la carga de los discos y el brazo).

Se dimensiona con una longitud entre apoyos de 58 centímetros, de modo tal que el pasador de 50 centímetros que sostiene la carga tenga un claro de 4 centímetros a cada lado con respecto a la estructura, de modo tal que el montaje posterior sea más sencillo. A continuación, se muestra el estado de carga del eje.

Figura 19. Diagrama de cuerpo libre de eje.



Dada la naturaleza excéntrica de la carga y la fuerza centrífuga que la carga ejerce sobre el eje, existirá una carga alternante en éste. Se determinará el valor de las reacciones R_A , R_B , M_A y M_B en los puntos del péndulo vertical superior (donde las 496 lbf de la masa de la carga y la fuerza centrífuga de 184 lbf de los componentes se suman), vertical inferior (donde la fuerza centrífuga de 184 lbf se resta a las 496 lbf de la masa de los componentes) dado que en estos puntos se obtienen los valores máximos y mínimos de la carga flectora útiles en el análisis posterior de fatiga, e igualmente se determinarán las reacciones para la posición horizontal de arranque (donde la fuerza aplicada corresponde a la carga de 558 lbf previamente hallada sobre el brazo del péndulo en el arranque) puesto que permiten hallar el

estado de carga del eje en el análisis de falla por carga estática donde el torque de arranque máximo es aplicado; en cualquier otro punto intermedio a estas tres posiciones la fuerza centrífuga de 184 lbf ejerce flexión en los plano XZ y YZ (perpendiculares a la página en la Figura 19), pero genera esfuerzos en puntos donde la carga de 496 lbf no ejerce ningún esfuerzo, por lo que no se hallarán las reacciones en cualquier otra posición del péndulo.

El eje se encuentra con apoyos estáticamente indeterminados, dado que las chumaceras actúan como dos empotramientos en el plano XY. Por esto, se requiere un análisis de deformaciones para formular ecuaciones adicionales que permitan calcular las reacciones. Dado que se debe solucionar un sistema de ecuaciones para tres valores diferentes de la carga en el punto C, se resolverá para el caso general donde la carga se denominará P y las cotas de 11,4 pulgadas se reemplazarán por la variable a (como se muestra en la Figura 20) de modo que las ecuaciones sean visualmente fáciles de seguir y se obtenga una solución general para cada valor de P . Un análisis de diagrama de cuerpo libre permite obtener las siguientes 2 ecuaciones.

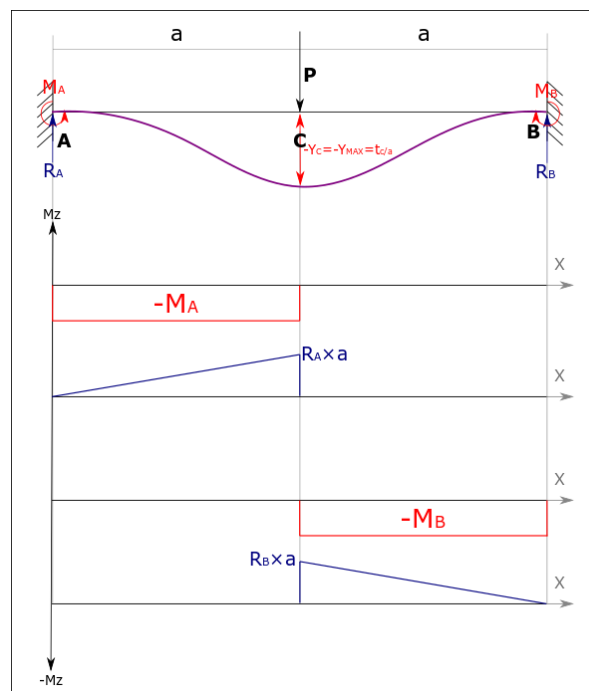
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = P \quad (1)$$

$$\sum M_{(A)} = 0 \rightarrow M_A + 2a \times R_B - M_B = P \times a \quad (2)$$

Se realiza un análisis de deformaciones por el método de desviaciones tangenciales para determinar las dos ecuaciones necesarias para obtener un sistema de ecuaciones de cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas. Para este caso de doble empotramiento, se plantea una ecuación para la deflexión del apoyo B igual a la desviación tangencial de B con respecto a A (que es cero) y la rotación absoluta de B igual a la desviación relativa de B con respecto a A (que también es cero). Para esto, se muestra la curva elástica esquemática del eje (de color morado en la Figura

20) con la deflexión máxima en el punto medio del eje (que se calculará posteriormente), además del diagrama de momentos de cada una de las cargas pertinentes para el análisis considerando como centro de momentos el punto donde está aplicada la carga P (punto C).

Figura 20. Curva elástica esquemática del eje como viga empotrada, cargas y diagramas de momentos por partes.



Como se mencionó previamente, el centro de momentos de la viga para su estado de carga mostrado se definió como el punto C, de modo tal que la carga aplicada sobre la viga no se involucre en el análisis de desviaciones tangenciales y se obtengan ecuaciones más simplificadas. Igualmente, ya se definieron los dos planteamientos sobre el apoyo redundante para determinar las dos ecuaciones necesarias para obtener un sistema de ecuaciones con única solución: una ecuación se obtendrá de la rotación absoluta del punto B y la rotación relativa de B con respecto a A, mientras que la segunda ecuación proviene de la deflexión del

punto B y la desviación tangencial de B con respecto a A; tanto la rotación absoluta como la deflexión de la viga en B son igual a cero, puesto que ambos apoyos son empotramientos y se consideran no deformables. Las igualdades de las deformaciones son las siguientes.

$$\theta_B = \theta_{B/A} = 0$$

$$-Y_B = t_{B/A} = 0$$

Con estas dos igualdades se encuentran las siguientes dos ecuaciones, basándose en la teoría de resistencia de materiales para análisis de deformaciones por desviaciones tangenciales.

$$\theta_{B/A} = \frac{AM_{B/A}}{E \times I}$$

$$t_{B/A} = \frac{AM_{B/A} \times \bar{X}_{AM(B/A)}}{E \times I}$$

Donde E es el módulo de elasticidad del material del eje, I es el momento de inercia de la sección transversal del eje, $AM_{B/A}$ es el área del diagrama de momentos entre B y A, y $\bar{X}_{AM(B/A)}$ es el centroide medido desde B hasta el área de momentos entre B y A. En ambos casos, se iguala a cero la ecuación y se resuelve. Para la rotación relativa de B con respecto a A se plantea la siguiente igualdad.

$$\theta_{B/A} = \frac{AM_{B/A}}{E \times I} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left[-M_A \times a - M_B \times a + \frac{R_A \times a^2}{2} + \frac{R_B \times a^2}{2} \right]$$

Simplificando, se obtiene entonces la siguiente ecuación.

$$M_A + M_B = \frac{a}{2} \times (R_A + R_B) \quad (3)$$

Para la desviación tangencial de B con respecto a A se tiene la siguiente ecuación.

$$t_{B/A} = \frac{AM_{B/A} \times \bar{X}_{AM(B/A)}}{E \times I} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left[-(M_A \times a) \left(\frac{3}{2} a \right) - (M_A \times a) \left(\frac{a}{2} \right) + \left(\frac{R_A \times a^2}{2} \right) \left(\frac{4}{3} a \right) + \left(\frac{R_B \times a^2}{2} \right) \left(\frac{2}{3} a \right) \right]$$

Simplificando, se obtiene lo siguiente.

$$\frac{3}{2} M_A + \frac{M_B}{2} = \frac{4}{6} a \times R_A + \frac{a}{3} \times R_B \quad (4)$$

Con las ecuaciones (1), (2), (3) y (4) se tiene un sistema de ecuaciones con única solución para cada valor de P . Las reacciones para cada una de las posiciones se obtienen al reemplazar P por el valor correspondiente y estos valores serán usados en los análisis de resistencia a carga estática y a fatiga. Cabe volver a mencionar que, en todos los casos, el valor de a es de 11,4 pulgadas.

Para la posición vertical inferior se tiene que $P = 496 + 184 = 680 \text{ lbf}$. Las reacciones para este caso son las siguientes.

$$R_{A-Max} = R_{B-Max} = 340 \text{ lbf}$$

$$M_{A-Max} = M_{B-Max} = 1938 \text{ lbf} - in$$

Para la posición vertical superior se tiene que $P = 496 - 184 = 312 \text{ lbf}$. Las reacciones para este caso son las siguientes.

$$R_{A-Min} = R_{B-Min} = 156 \text{ lbf}$$

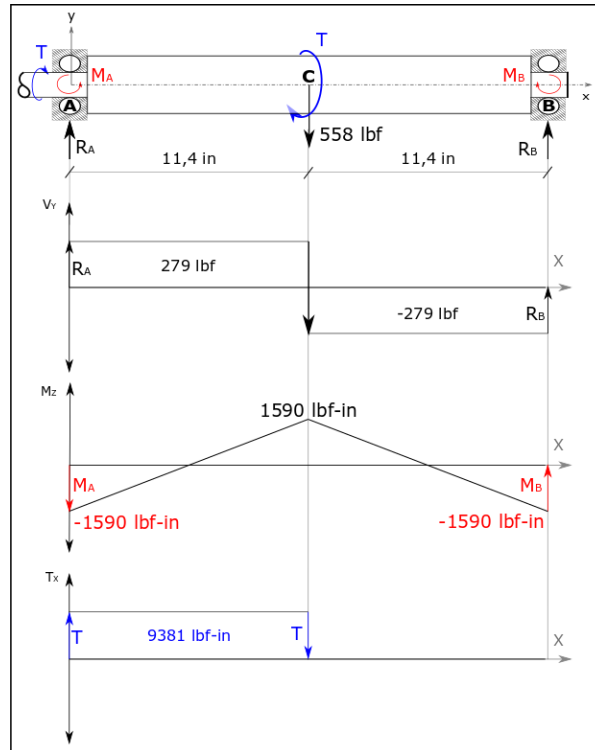
$$M_{A-Min} = M_{B-Min} = 889,2 \text{ lbf} - \text{in}$$

Para la posición horizontal de arranque se tiene que $P = 558 \text{ lbf}$. Las reacciones para este caso son las siguientes.

$$R_{A-Arranque} = R_{B-Arranque} = 279 \text{ lbf}$$
$$M_{A-Arranque} = M_{B-Arranque} = 1590 \text{ lbf} - \text{in}$$

Conociendo las fuerzas involucradas en el eje, se procede a calcular los esfuerzos presentes de modo tal que se dimensione adecuadamente. En primer lugar, se realiza un análisis por carga estática. Se muestra el diagrama cortante, de momento flector y de torsión del eje con las cargas dadas. Cabe resaltar que el análisis por carga estática se realizará en la posición de arranque dado que en este el torque es máximo y es la carga de mayor valor (muy por encima de la carga flectora P) por lo que el diagrama muestra los valores de las cargas y reacciones en dicha posición.

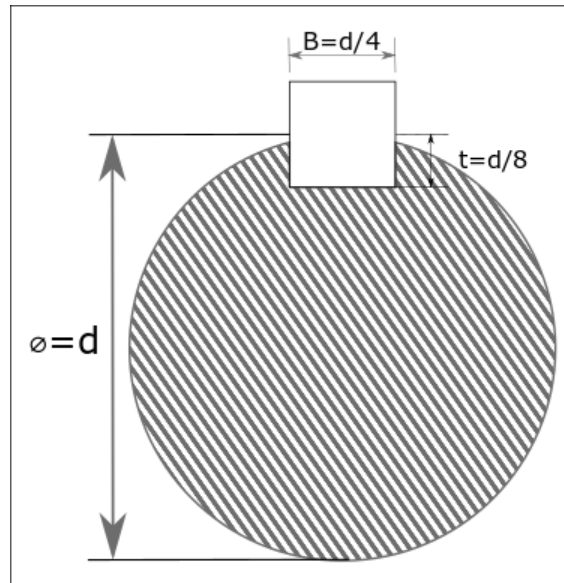
Figura 21. Diagrama de cortante, momento flector y torsor del eje.



La sección crítica del eje puede ser tanto en las secciones A como en C mostrados en la Figura 21. En estos puntos el momento de torsión de 9381 lbf-in y el momento flector es máximo (1590 lbf-in). Sin embargo, se debe resaltar que existirán concentradores de esfuerzos en estas secciones: en la sección A habrá una reducción de diámetro que actuará como hombro sobre el rodamiento y en la sección C se requiere de un chavetero para poder acoplar el cubo que transmite potencia al péndulo. También se debe especificar que, en la Figura 21, a la izquierda del apoyo A deberá ir también un chavetero para el montaje de un acople que permita transmitir la potencia desde el eje de salida del reductor de velocidad hacia el eje, lo cual representa también un concentrador de esfuerzos.

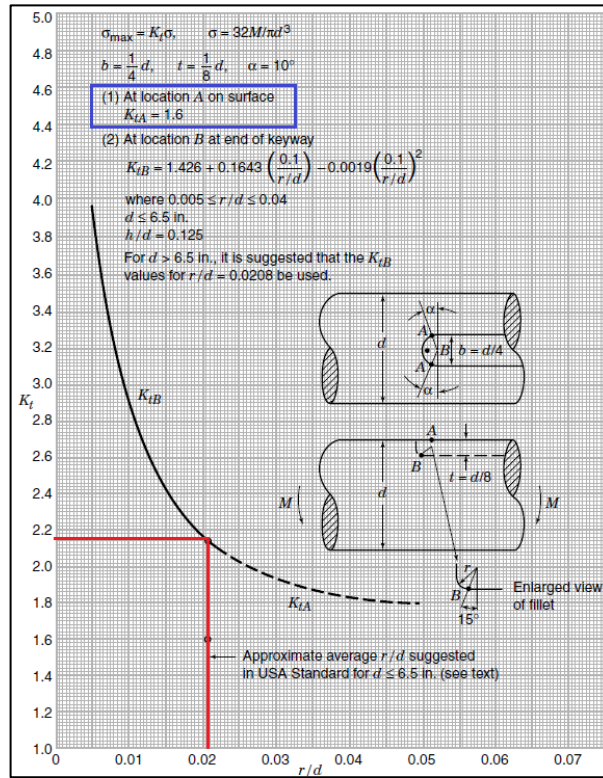
Se partirá del análisis del chavetero, dado que para el análisis del hombro se debe partir de una reducción del diámetro del eje, que aún no se ha definido y que se definirá cuando se encuentre el diámetro mínimo que puede tener el eje para el chavetero del acople que ira al reductor de velocidad. Para el caso del chavetero se optó por seguir la recomendación técnica de un chavetero dimensionado en base al diámetro del eje. En la Figura 22 muestra las dimensiones de este chavetero.

Figura 22. Dimensiones recomendadas para chavetero de eje.



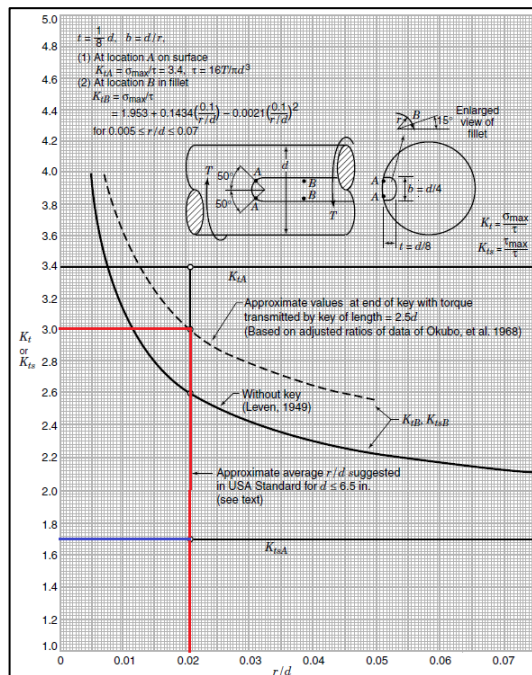
Esto facilita en gran medida determinar el concentrador de esfuerzos, puesto que, como se muestra en las Figuras 23 y 24, el valor de K_t para cargas de torsión y flexión está determinado para este criterio. Igualmente, se tomará la relación entre el redondeo en el chavetero y el diámetro del eje recomendada por el estándar americano de $r/d=0.02$ como se muestran en las figuras posteriores.

Figura 23. Concentrador de esfuerzos para eje con chavetero sometido a carga flectora.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 430.

Figura 24. Concentrador de esfuerzos para eje con chavetero sometido a torsión.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 431.

Se usará la misma nomenclatura mostrada en las figuras anteriores para referirse al punto superficial A y el punto en el redondeo del chavetero B. Para el punto B en la base del chavetero, los concentradores de esfuerzos son mayores que en la superficie A; ahora bien, A se encuentra más alejado del eje centroidal de la sección por lo que el esfuerzo de flexión y torsión es mayor. Sin embargo, B no se encuentra muy distante de A por lo que sus esfuerzos nominales pueden ser similares y el concentrador de esfuerzos será el determinante; por lo tanto, se opta por diseñar siguiendo el punto B y se verificará A.

En las Figuras 23 y 24 se tiene que los concentradores de esfuerzos son $K_t=1,6$ y $K_{ts}=1,7$ para A (en azul), y $K_t=2,14$ y $K_{ts}=3,0$ para B (en rojo). Se proceden a calcular

los esfuerzos para B. Se muestra el estado de carga de la sección en cuestión y la ubicación del punto crítico B en esa sección, además de su estado de carga.

Figura 25. Estado de carga de sección crítica de eje.

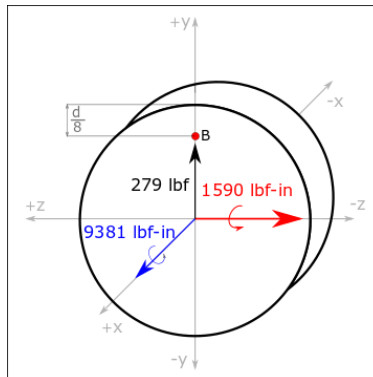
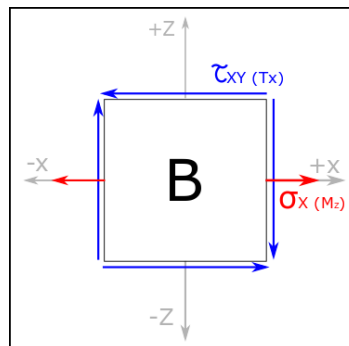


Figura 26. Esfuerzos sobre el punto B del eje.



A continuación, se calcula el valor de cada uno de sus esfuerzos considerando que es una sección circular maciza y se incluyen los concentradores de esfuerzos.

$$\sigma_{x(Mz)} = K_t \times \frac{M_z \times C}{I} = 2,14 \times \frac{1590 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = \frac{25994}{d^3}$$

$$\tau_{xy(Tx)} = K_{ts} \times \frac{T_x \times C}{J} = 3 \times \frac{9381 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{32}} = \frac{107498}{d^3}$$

Debido al alto esfuerzo de torsión que soportará el eje, se optó por un eje de acero SAE 1045, siendo de los aceros de mayor resistencia para transmisión de potencia mediante eje. El esfuerzo de fluencia para este material es de 54 Ksi y de rotura es de 96 Ksi. Con los esfuerzos individuales hallados previamente, se determina el esfuerzo máximo equivalente y, teniendo en cuenta que el eje corresponde al componente principal para la transmisión de potencia, se toma un factor de seguridad de $N=2,5$.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{x(Mz)}^2 + 3 \times \tau_{xy(Tx)}^2} = \frac{S_y}{N}$$

Reemplazando los valores se obtiene entonces lo siguiente.

$$\sqrt{\left(\frac{25994}{d^3}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{107498}{d^3}\right)^2} = \frac{54000 \text{ psi}}{2,5} \rightarrow d \geq 2,05'' \rightarrow d = 2\frac{1}{4}$$

Comercialmente se obtiene un eje de este tipo de acero con un diámetro de 2 pulgadas y $\frac{1}{4}$. Se procede a verificar el punto A del eje. El estado de carga de este punto es idéntico al de la Figura 26, sin embargo la magnitud de los esfuerzos varía. Para el punto A (superficie del eje) se tiene entonces lo siguiente.

$$\sigma_{x(Mz)} = K_t \times \frac{M_z \times C}{I} = 1,6 \times \frac{32 \times M_z}{\pi \times d^3} = \frac{25912}{d^3}$$

$$\tau_{xy(Tx)} = K_{ts} \times \frac{T_X \times C}{J} = 1,7 \times \frac{16 \times T_X}{\pi \times d^3} = \frac{81221}{d^3}$$

Se puede observar que los numeradores de los resultados son menores que los correspondientes para el punto B, luego si el punto B no falla, el punto A tampoco fallará. Se procede a analizar el eje por fatiga. En este caso, se considerará la carga torsora de 9381 como completamente reversible, puesto que se espera que el banco pueda arrancar de una posición horizontal ya sea en sentido horario o anti-horario. La carga flectora por su parte no es completamente reversible, y previamente se determinaron los valores de las reacciones para la posición vertical inferior (carga flectora máxima) y la posición vertical superior (carga flectora mínima).

A continuación, se determinan los esfuerzos en dichas posiciones para obtener los esfuerzos por flexión máximos y mínimos. Previamente ya se determinaron las reacciones de los apoyos para la carga flectora de 680 lbf y de 312 lbf; con esto dicho, los diagramas de cortante y de momentos del eje siguen manteniendo su forma, solo cambian sus valores según las magnitudes de las reacciones. El momento flector en la sección crítica es de 1938 lbf – in y de 889,2 lbf – in para la carga máxima y mínima respectivamente. Ya se definió el punto B por lo que el análisis de basará en los esfuerzos presentes en él. Para este caso, la posición vertical inferior corresponde a un esfuerzo de compresión (esfuerzo mínimo) con el momento flector de 1938 lbf – in, y la vertical superior corresponde a un esfuerzo de tensión (esfuerzo máximo) con el momento flector de 889,2 lbf – in, ambos esfuerzos calculados a continuación.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{z-Max} \times C}{I} = \frac{889,2 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = \frac{6793}{d^3} \text{ psi} \leftarrow \text{Tensión}$$

$$\sigma_{Min} = \frac{M_{z-Min} \times C}{I} = \frac{-1938 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = -\frac{14805}{d^3} \text{ psi} \leftarrow \text{Compresión}$$

Para un eje de 2 ¼" de diámetro, todos los esfuerzos sobre el punto B son los siguientes.

$$\sigma_{Max} = \frac{6793}{2,25^3} \text{ psi} = 596,4 \text{ psi}$$

$$\sigma_{Min} = -\frac{14805}{2,25^3} = -1300 \text{ psi}$$

$$\tau_{max} = \frac{T_X \times C}{J} = \frac{9381 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{32}} = \frac{35833}{d^3} = \frac{35833}{2,25^3} = 3148 \text{ psi}$$

$$\tau_{min} = -\tau_{max} = -3148 \text{ psi} \leftarrow \text{Se considera torsión reversible}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} = \frac{596,4 + (-1300)}{2} = -352 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2} = \frac{596,4 - (-1300)}{2} = -948 \text{ psi}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} = \frac{3148 + (-3148)}{2} = 0 \text{ psi}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} = \frac{3148 - (-3148)}{2} = 3148 \text{ psi}$$

El análisis por fatiga requiere determinar los factores que afectan la vida de la pieza. A continuación, se muestra una tabla resumen con cada uno de los factores.

Tabla 9. Factores involucrados en límite de resistencia a la fatiga en eje.

Factor	Valor	Criterio
K _L	0,57	Carga flectora y torsional
K _S	0,8	Maquinado común, y resistencia S _{ut} =96 Ksi
K _D	0,75	d>2"
K _T	1,0	TOPERACIÓN < 30°C

Factor	Valor	Criterio
K_c	0,814	Desconfianza del 99%.
K_m	1,0	No se esperan tratamientos térmicos
K_F	2,11	Chavetero con factor $K_t=2,14$ para punto B
K_{FS}	2,95	Chavetero con factor $K_{ts}=3,0$ para punto B

El procedimiento para obtener los últimos factores de la tabla anterior es el explicado a continuación; a partir de los factores de concentración de esfuerzos debido a la entalladura K_t y K_{ts} , la bibliografía presenta las siguientes fórmulas para determinar los factores de entalladura para la fatiga de piezas³.

$$K_F = 1 + q \times (K_t - 1)$$

$$K_{FS} = 1 + q \times (K_{ts} - 1)$$

En donde el factor q se relacionan con la sensibilidad a la entalladura del material. La bibliografía dispone de curvas relacionando el valor q con el radio de la entalladura. Sin embargo, dichas curvas solo llegan hasta un radio de entalladura de 0,16 pulgadas o 4 mm, y tratándose de un chavetero cuyo radio es $d/8$, que en este caso con diámetro de 2,25 pulgadas corresponde a un radio mayor a 0,16 pulgadas, se remite a la siguiente formula dada por la fuente citada anteriormente para determinar el valor de q , además de su valor según la resistencia última

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} \rightarrow \alpha \text{ es una constante del material y } r \text{ es el radio de entalladura}$$

³ PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 35 - 40.

Tabla 10. Valor de α con respecto a resistencia última del material σ_{ut}

$\sigma_{ut}/1000$	α
50	0.015
75	0.010
100	0.007
125	0.005
150	0.0035
200	0.0020
250	0.0013

Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 40.

La resistencia última se encuentra en libras por pulgada cuadrada. El acero 1045 seleccionado tiene una resistencia última de 96 Ksi, por lo que mediante una interpolación en la tabla anterior se puede obtener un valor de $\alpha = 0,0075$. Con este valor y con el radio de entalladura de 0,28125 se obtiene el valor de q siguiente.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} = q = \frac{1}{1 + \frac{0,0075}{0,28125}} = 0,974$$

Por lo tanto, se obtienen los factores de fatiga K_F y K_{FS} siguientes correspondientes a la Tabla 9.

$$K_F = 1 + q \times (K_t - 1) = 1 + 0,974 \times (2,14 - 1) = 2,11$$

$$K_{FS} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) = 1 + 0,974 \times (3 - 1) = 2,95$$

Continuando con el análisis de fatiga del material, se determina el límite a la fatiga del material, y se multiplica por todos los factores que la afectan. Tratándose de un material con resistencia última a la fractura de 96 Ksi < 100 Ksi, se define el límite a la fatiga como $S_e = 0,5S_{ut} = 48$ Ksi. Considerando una vida útil de diez millones de

ciclos, los factores que afectan dicha resistencia hacen parte de la siguiente ecuación.

$$S_e' = S_e \times K_L \times K_S \times K_D \times K_T \times K_C \times K_M$$

$$S_e' = 48 \text{ Ksi} \times 0,57 \times 0,8 \times 0,75 \times 1 \times 0,814 \times 1 = 13,4 \text{ Ksi}$$

Con este valor, se puede determinar el factor de seguridad de fatiga de la pieza mediante la ecuación de Mises – Goodman reemplazando los valores pertinentes.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es}'}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e'}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es}'}\right)^2}$$

Donde S_{es}' se define para el criterio Mises-Goodman como $S_{es}' = S_e' / \sqrt{3}$

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{-352}{96000} + 2,11 \frac{-948}{13400}\right)^2 + \left(2,95 \frac{3148}{7736}\right)^2} \rightarrow N = 0,82 < 1$$

En este caso, para una vida útil de diez millones de ciclo o vida infinita, el eje fallará, por lo que se debe aumentar el diámetro del eje. Se define un eje de diámetro de 3 pulgadas y se vuelve a verificar este procedimiento. Dado que las dimensiones del eje cambiaron, y el radio de entalladura r está definido como $d/8$, este radio cambia y por tanto los valores q , K_f y K_{fs} también cambian. Igualmente, los esfuerzos máximos y mínimos (y por ende los esfuerzos medios y alternativos) también varían debido a las nuevas dimensiones. Previamente se definió la ecuación para encontrar estos esfuerzos.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{z-Max} \times C}{I} = \frac{889,2 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = \frac{6793}{d^3} = \frac{6793}{3^3} = 252 \text{ psi}$$

$$\sigma_{Min} = \frac{M_{z-Min} \times C}{I} = \frac{-1938 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = -\frac{14805}{d^3} = -\frac{14805}{3^3} = -548 \text{ psi}$$

$$\tau_{max} = \frac{T_x \times C}{J} = \frac{9381 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{32}} = \frac{35833}{d^3} = \frac{35833}{3^3} = 1327 \text{ psi}$$

$$\tau_{min} = -\tau_{max} = -1327 \text{ psi}$$

Con estos nuevos esfuerzos máximos y mínimos, los esfuerzos medios y alternativos son los siguientes.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} = \frac{252 + (-548)}{2} = -148 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2} = \frac{252 - (-548)}{2} = 400 \text{ psi}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} = \frac{1327 + (-1327)}{2} = 0 \text{ psi}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} = \frac{1327 - (-1327)}{2} = 1327 \text{ psi}$$

Los nuevos valores de q , K_F y K_{FS} para las nuevas dimensiones del radio del chavetero de 3/8 de pulgada son los siguientes.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} = q = \frac{1}{1 + \frac{0,0075}{0,375}} = 0,98$$

$$K_F = 1 + q \times (K_t - 1) = 1 + 0,98 \times (2,14 - 1) = 2,12$$

$$K_{FS} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) = 1 + 0,98 \times (3 - 1) = 2,96$$

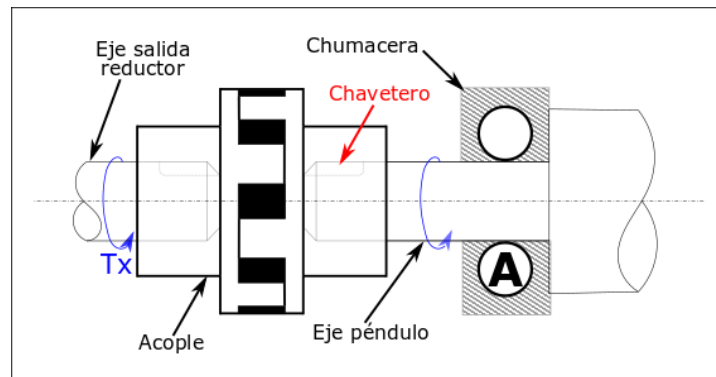
Con estos nuevos valores, el nuevo factor de seguridad se calcula como se muestra.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{-148}{96000} + 2,12 \frac{-400}{13400}\right)^2 + \left(2,96 \frac{1327}{7736}\right)^2} \rightarrow N = 1,95 > 1$$

Considerando este factor de seguridad superior a 1, se puede asumir que el eje no fallará por fatiga con una vida útil de diez millones de ciclos. De esta manera, queda definido el diámetro del eje en su parte central.

Ahora bien, como se mencionó previamente, el eje debe contar con reducciones de diámetro para que cuente con un hombro contra las chumaceras que lo soportan. Esto implica que el eje debe tener un diámetro mínimo. Cabe volver a mencionar que en la sección de diámetro reducido el eje contará con un chavetero para acoplarse al eje de salida del reductor de velocidad y por lo tanto los mismos concentradores de esfuerzos previamente encontrados aplican.

Figura 27. Diagrama de acople sobre eje.



Sin embargo, los esfuerzos no son los mismo dado que en esta sección del extremo del eje no se contará con ningún esfuerzo flector dada la ausencia del péndulo;

únicamente se contará con la carga de torsión. Dado que ya se observó que el análisis por fatiga fue el determinante para definir el diámetro del eje en su parte central, se realizará este análisis únicamente para esta reducción del diámetro.

Dado que solo se cuenta con carga torsional en esta sección, el factor K_L que afecta la endurance del material cambia. Siendo torsión pura, este factor tiene un valor de 0,58. Esto implica que los nuevos límites de fatiga para diez millones de ciclos son los siguientes.

$$S_e' = 48 \text{ Ksi} \times 0,58 \times 0,8 \times 0,75 \times 1 \times 0,814 \times 1 = 13,6 \text{ Ksi}$$

$$S_{e_s}' = \frac{S_e'}{\sqrt{3}} = 7852 \text{ psi}$$

Se plantea un diámetro mínimo de $2 \frac{3}{4}$ pulgadas. Para este diámetro, los esfuerzos de torsión máximos y mínimos críticos para el chavetero son los siguientes.

$$\tau_{max} = \frac{T_X \times C}{J} = \frac{9381 \times \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{8}\right)}{\frac{\pi \times d^4}{32}} = \frac{35833}{d^3} = \frac{35833}{2,75^3} = 1723 \text{ psi}$$

$$\tau_{min} = -\tau_{max} = -1723 \text{ psi}$$

Los esfuerzos medios y alternativos para esta sección son los siguientes.

$$\tau_m = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} = \frac{1723 + (-1723)}{2} = 0 \text{ psi}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} = \frac{1723 - (-1723)}{2} = 1723 \text{ psi}$$

Considerando el mismo criterio de un chavetero de dimensiones $d/8$ (en este caso de 0,34375 pulgadas), el nuevo valor de q y de K_{FS} son los siguientes.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} = q = \frac{1}{1 + \frac{0,0075}{0,34375}} = 0,978$$

$$K_{FS} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) = 1 + 0,978 \times (3 - 1) = 2,956$$

El factor de seguridad se determina mediante el mismo criterio de Mises – Goodman.

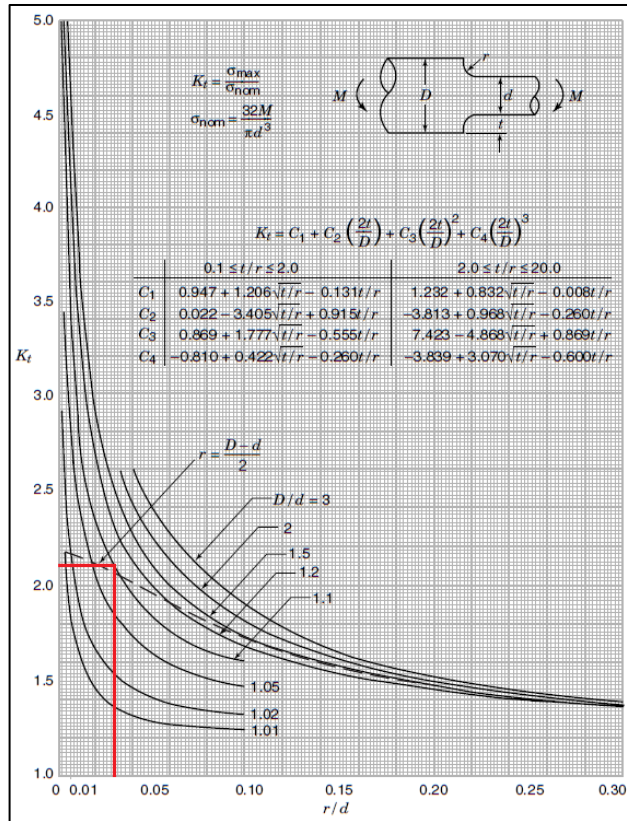
$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_{e'}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es'}}\right)^2} = \sqrt{\left(K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es'}}\right)^2} = K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es'}}$$

Reemplazando los valores ya conocidos se obtiene el factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = 2,956 \times \frac{1723}{7852} \rightarrow N = 1,54 > 1$$

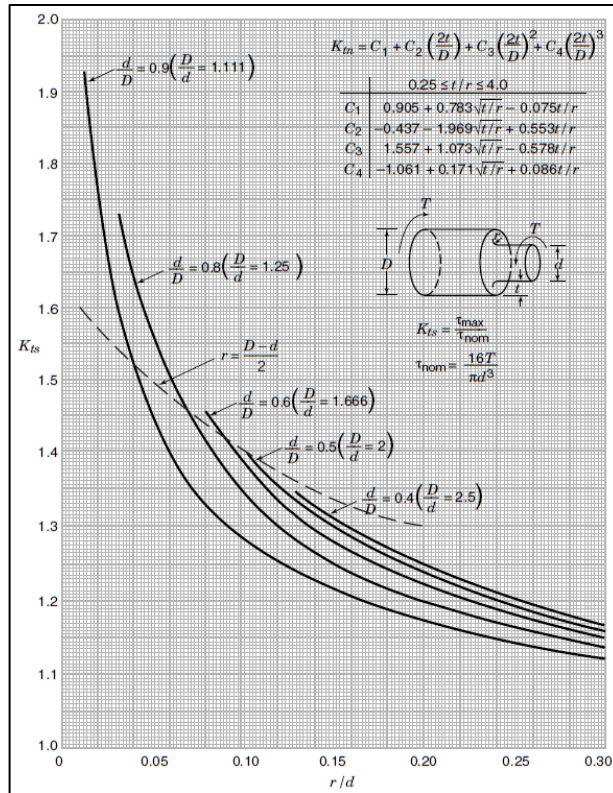
Por lo tanto, se tomará 2 ¾ pulgadas como diámetro mínimo del eje en sus extremos. Para finalizar el diseño del eje, se debe definir el redondeo de los hombros en el cambio de sección; esto es debido a que estos hombros también son concentradores de esfuerzos, por lo que un mal dimensionamiento de estos puede implicar una sección crítica desapercibida. Las siguientes figuras muestran los diagramas de las curvas de dichos concentradores de esfuerzos acorde a sus medidas.

Figura 28. Concentrador de esfuerzos para eje con hombro sometido a flexión.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 165.

Figura 29. Concentrador de esfuerzos para eje con hombro sometido a flexión.



Fuente: PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. p. 167.

El hombro del eje al encontrarse en la sección sometida a torsión y flexión requiere de ambos concentradores de esfuerzos. El redondeo en el hombro se debe definir de modo tal que no represente un concentrador de esfuerzos que tienda a ser crítico, pero de igual manera debe ser viable mediante la manufactura. Para las dimensiones del eje dadas ($D=3''$ y $d=2,75''$), la correlación $r/d=0,03$ se consideró viable y adecuada en ambos aspectos. Puesto que las curvas son bastante sensibles al cambio de las medidas de la pieza y la relación $D/d=1,09$ del eje diseñado no tiene una curva para este valor de manera exacta, se opta por remitirse a las ecuaciones enunciadas en las figuras anteriores, obteniendo así los

concentradores de esfuerzos $K_t = 2,21$ y $K_{ts} = 1,72$. Nuevamente solo se realizará el análisis por fatiga de la pieza debido a que se mostró crítico en todo el análisis. Como ya se mencionó, el hombro se encuentra en la sección sometida a flexión y torsión, y se encuentran en la sección adyacente al soporte A de la Figura 21. Esto implica que, en primer lugar, el factor K_L vuelve a ser 0,57 y por lo tanto la resistencia a la fatiga vuelve a ser $S_e' = 13,4$ Ksi. Además, las cargas que actúan sobre él son las mismas que ya se calcularon previamente como las reacciones para la carga flectora máxima y mínima. Por lo tanto, el momento flector aplicado máximo es de 1938 lbf – in, el mínimo es de 882,9 lbf – in. Cabe resaltar que en este caso el punto crítico se encuentra en la periferia del eje de diámetro reducido $d = 2,75''$. Se calculan entonces los esfuerzos máximos y mínimos para este punto.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{z-Max} \times C}{I} = \frac{32 \times M_{z-Max}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 1938}{\pi \times 2,75^3} = 949 \text{ psi}$$

$$\sigma_{Min} = \frac{M_{z-Min} \times C}{I} = \frac{32 \times M_{z-Min}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times -882,9}{\pi \times 2,75^3} = -432 \text{ psi}$$

$$\tau_{max} = \frac{T_X \times C}{J} = \frac{16 \times T_X}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 9381}{\pi \times 2,75^3} = 2297 \text{ psi}$$

$$\tau_{min} = -\tau_{max} = -2297 \text{ psi}$$

Los esfuerzos medios y alternativos son los siguientes.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} = \frac{949 + (-432)}{2} = -259 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2} = \frac{949 - (-432)}{2} = -691 \text{ psi}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} = \frac{2297 + (-2297)}{2} = 0 \text{ psi}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} = \frac{2297 - (-2297)}{2} = 2297 \text{ psi}$$

El nuevo valor del radio de la entalladura corresponde al redondeo del hombro. Como se definió la correlación $r/d=0,03$ se tiene entonces un radio de $r=0,03 \times 2,75=0,0825$ ". El material sigue siendo el mismo por lo que el valor de α se mantiene. Los nuevos valores de q , K_F y K_{FS} para esta entalladura son los siguientes.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} = q = \frac{1}{1 + \frac{0,0075}{0,0825}} = 0,92$$

$$K_F = 1 + q \times (K_t - 1) = 1 + 0,92 \times (2,21 - 1) = 2,11$$

$$K_{FS} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) = 1 + 0,92 \times (1,72 - 1) = 1,66$$

El factor de seguridad se determina mediante el mismo criterio de Mises – Goodman.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{u_t}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_{e'}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{u_s}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{e_s'}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{u_t}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_{e'}}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{e_s'}}\right)^2}$$

Donde S_{e_s}' se define para el criterio Mises-Goodman como $S_{e_s}' = S_{e'} / \sqrt{3}$

Reemplazando los valores ya conocidos se obtiene el factor de seguridad.

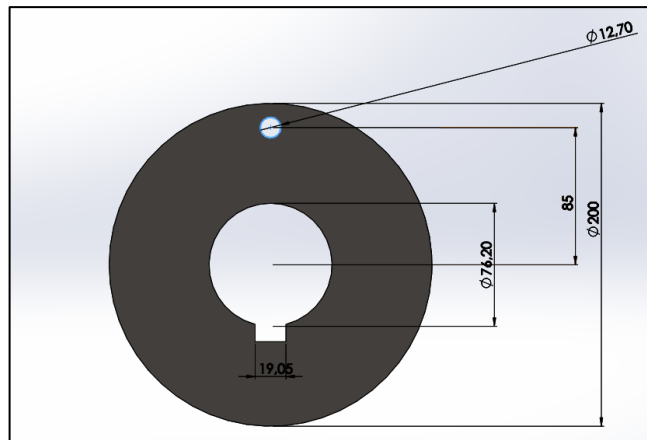
$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{-259}{96000} + 2,11 \frac{-691}{13400}\right)^2 + \left(1,66 \frac{2297}{7736}\right)^2} \rightarrow N = 1,98 > 1$$

Se puede decir entonces que el eje tampoco fallará por fatiga en la entalladura del hombro. Esto concluye el proceso de diseño del eje.

Teniendo definido el diámetro del eje y las dimensiones del brazo del péndulo, se puede dimensionar el cubo que acopla el brazo al eje.

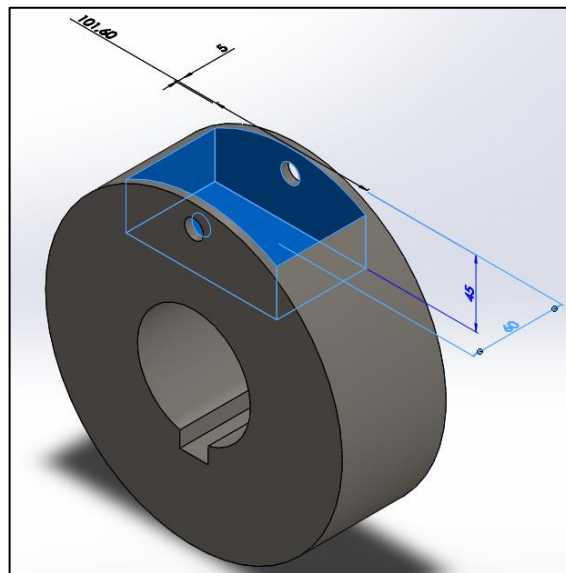
5.2.2 Diseño mecánico de cubo de transmisión. El diámetro interno del cubo se define como el diámetro del eje de 3 pulgadas. A partir de este se requiere definir un diámetro externo del cubo. Para esto se debe tener en cuenta que se desea acoplar la barra que actúa como brazo del péndulo con el fin de transmitir potencia; esto implica que tanto barra como cubo deben tener un agujero para un pasador de 1 pulgada de diámetro, el cual actuará como medio de acople. Debe aclararse que el dimensionamiento del cubo está más enfocado al ensamble que a la resistencia de este, puesto que dado el gran tamaño que tendrá, los esfuerzos generados por el torque transmitido no causarán falla. Con esto dicho, se tomará como diámetro exterior del cubo una dimensión de 20 centímetros o aproximadamente 7 7/8 pulgadas. Igualmente, la disposición del mismo con el chavetero y el pasador que acopla la barra se muestra en la siguiente imagen.

Figura 30. Vista frontal del cubo. Dimensiones en milímetros.



La dimensión del chavetero es la misma a la obtenida en el proceso de diseño del eje. El ancho del cubo se toma 1 centímetro mayor al espesor de la barra puesto que ésta última debe insertarse al cubo mediante una ranura. Cabe resaltar que, dado que una restricción es una distancia máxima del centro de rotación al extremo del péndulo de 60 centímetros, la barra debe medir menos a dicha medida, puesto que ésta no nace desde el centro de rotación, sino desde una sección del cubo. La dimensión de la ranura donde ingresa parte de la barra se muestra a continuación.

Figura 31. Vista isométrica del cubo. Dimensiones en milímetros.



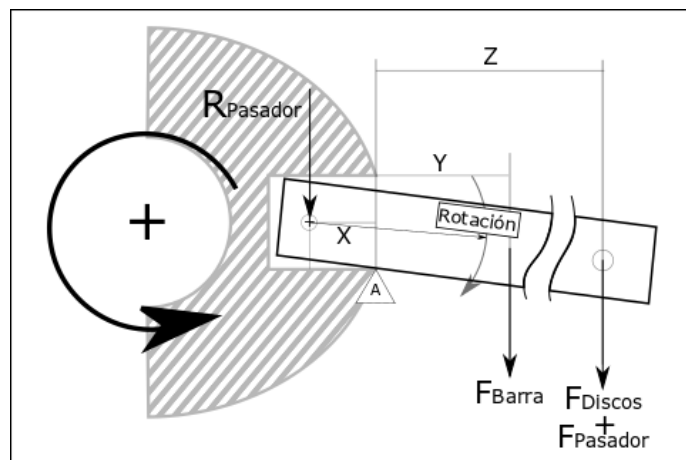
Se dejarán 5 milímetros de material a cada lado de la ranura para dar soporte al acople. La ranura será de 45 milímetros de profundidad, y considerando que el radio del cubo es de 100 milímetros, la barra debe medir 55 milímetros menos a la medida restrictiva de 60 centímetros, teniendo entonces una medida de 545 milímetros para cumplir con la restricción de diseño, y requiriendo el agujero para el pasador a una distancia de 30 milímetros de su base para que se alinee con el agujero en el cubo.

Esto no afectará sus resistencias; por el contrario, los esfuerzos generados debido a los discos y a la barra misma serán menores debido a que la distancia del voladizo es menor, generando momentos internos menores.

Teniendo la dimensión del cubo, se puede proceder a verificar si la dimensión del acople entre el cubo y el brazo del péndulo de 1 pulgada (supuesta anteriormente) es suficiente para soportar la carga sobre él.

5.2.3 Diseño mecánico de acople entre cubo y brazo. Para este análisis, se hará la suposición que, durante la manufactura de los componentes, existe suficiente juego entre la barra y el cubo para permitir una leve rotación de la barra sobre el pasador durante el arranque (torque máximo), haciendo contacto con el borde del cubo (punto A en Figura 32); la siguiente imagen ilustra dicha situación.

Figura 32. Estado de carga bajo situación de ligera rotación interna al cubo sobre el pasador de acople.



Se aclara que la figura anterior exagera el juego y la supuesta rotación con fines ilustrativos. En este caso de rotación, ya se conocen las fuerzas F_{Barra} (69 lbf), F_{Discos} (121 lbf cada disco) y $F_{Pasador}$ (4,76 lbf) pues se definieron el proceso de diseño de la barra. Cabe resaltar que, debido al cambio de la longitud de la barra, el peso de ésta será menor a la enunciada; sin embargo se tomará este peso y si el pasador demuestra falla en este análisis, no será por un gran margen e igualmente se rediseñará. Las dimensiones ahora han cambiado pues, como se mencionó, en el proceso de diseño de la barra se tomó una longitud de 600 milímetros y en el diseño del cubo se definió una medida de 545 milímetros. Sin embargo, las nuevas medidas X, Y y Z de la figura anterior se determinan fácilmente. La medida X corresponde a una medida de 15 milímetros o 0,6 pulgadas (el pasador se encuentra a 85 milímetros del centro del cubo y el radio del cubo es de 100 milímetros, siendo la diferencia dicha medida X). La medida Y se determina al definir el centro de masa de la barra en su punto medio (que corresponde a 272,5 milímetros medidos desde la base de la barra) y teniendo la ranura del cubo en donde se inserta la barra una profundidad 45 milímetros, la diferencia entre estas dos medidas corresponde a una cota Y de 230,5 milímetros o 9,07 pulgadas. Finalmente, la medida Z se obtiene al nuevamente recordar que los discos tienen un radio de 160 milímetros y son tangentes al extremo de la barra, teniendo una medida de 385 milímetros medidos desde la base de la barra; al restarle la profundidad de la ranura de 45 milímetros, se obtiene una cota Z de 340 milímetros o 13,4 pulgadas. Conociendo fuerzas y medidas, se puede proceder a determinar la reacción del pasador.

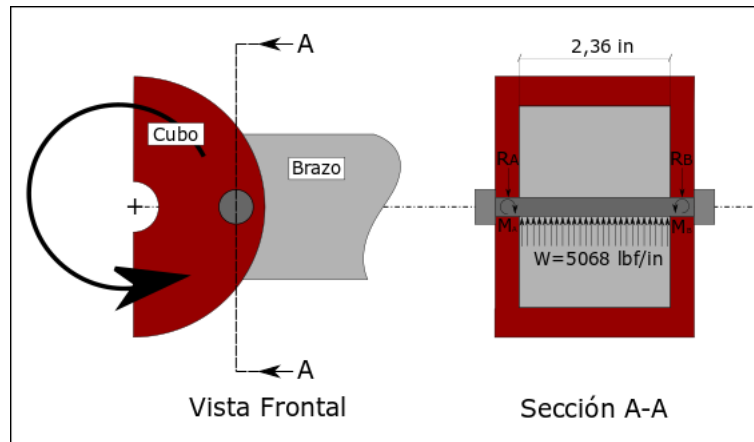
Tomando como centro de momentos el punto A, se tiene entonces la siguiente igualdad.

$$\sum M_{(A)} = 0 \rightarrow R_{Pasador} = \frac{F_{Barra} \times Y + (4 \times F_{Disco} + F_{Pasador}) \times Z}{X}$$

$$R_{\text{pasador}} = \frac{69 \text{ lbf} \times 9,07 \text{ in} + (4 \times 121 + 4,76) \text{ lbf} \times 13,4 \text{ in}}{0,6 \text{ in}} = 11960 \text{ lbf}$$

Ahora bien, este pasador tiene una disposición de cortante doble, como se muestra a continuación en la siguiente figura, dando así una repartición de la carga.

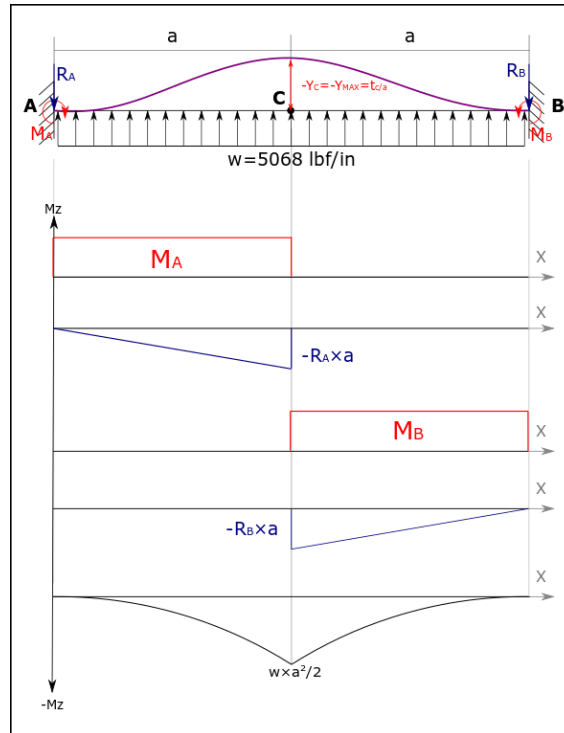
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de pasador de acople.



En la figura anterior, se muestra una carga distribuida sobre el pasador. Se tomará de esta manera debido a la pequeña dimensión del pasador. Por este mismo motivo, se podría despreciar los momentos generados por la carga, pero a la magnitud de esta, se mostrará que no pueden ignorarse los momentos generados. Este pasador se comporta como una barra doblemente empotrada de sección circular maciza, lo cual constituye una indeterminación estática y se requiere un análisis de deformaciones, el cual se hará por desviaciones tangenciales. En el siguiente diagrama, muy similar al caso del eje, se muestra la curva elástica que mostraría el pasador al deformarse, junto con el diagrama de momentos por partes, y a partir de estos se definirán las ecuaciones de deformaciones requeridas para la resolución del sistema de ecuaciones. El centro de momentos es el punto C de la Figura 34, la cota a corresponde a la medida de 1,18 pulgadas (la mitad de la longitud pasador) y W representa la carga distribuida por unidad de longitud. Se manejará esta

nomenclatura para plantear las ecuaciones para que sean más fáciles de seguir por el lector.

Figura 34. Curva elástica esquemática del pasador de acople como viga empotrada, cargas y diagramas de momentos por partes.



Del diagrama de cuerpo libre se pueden obtener las siguientes ecuaciones.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = 2 \times Wa \quad (1)$$

$$\sum M_{(A)} = 0 \rightarrow M_A + 2a \times R_B - M_B = 2 \times Wa^2 \quad (2)$$

Para plantear las ecuaciones por desviaciones tangenciales, se definen las mismas igualdades que se plantearon para el eje. Una ecuación se obtendrá de la rotación absoluta del punto B y la rotación relativa de B con respecto a A, mientras que la

segunda ecuación proviene de la deflexión del punto B y la desviación tangencial de B con respecto a A; tanto la rotación absoluta como la deflexión de la viga en B son igual a cero, puesto que ambos apoyos son empotramientos y se consideran no deformables. Las igualdades de las deformaciones son las siguientes.

$$\theta_B = \theta_{B/A} = 0$$

$$-Y_B = t_{B/A} = 0$$

Con estas dos igualdades se encuentran las siguientes dos ecuaciones, basándose en la teoría de resistencia de materiales para análisis de deformaciones por desviaciones tangenciales.

$$\theta_{B/A} = \frac{AM_{B/A}}{E \times I}$$

$$t_{B/A} = \frac{AM_{B/A} \times \bar{X}_{AM(B/A)}}{E \times I}$$

Donde E es el módulo de elasticidad del material del eje, I es el momento de inercia de la sección transversal del pasador, $AM_{B/A}$ es el área del diagrama de momentos entre B y A, y $\bar{X}_{AM(B/A)}$ es el centroide medido desde B hasta el área de momentos entre B y A. En ambos casos, se iguala a cero la ecuación y se resuelve. Para la rotación relativa de B con respecto a A se plantea la siguiente igualdad.

$$\theta_{B/A} = \frac{AM_{B/A}}{E \times I} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left[M_A \times a + M_B \times a - \frac{R_A \times a^2}{2} - \frac{R_B \times a^2}{2} - \frac{2 \times a \times \frac{W a^2}{2}}{3} \right]$$

Simplificando, se obtiene entonces la siguiente ecuación.

$$M_A + M_B = \frac{a}{2} \times (R_A + R_B) + \frac{Wa^2}{3} \quad (3)$$

Para la desviación tangencial de B con respecto a A se tiene la siguiente ecuación.

$$t_{B/A} = \frac{AM_{B/A} \times \bar{X}_{AM(B/A)}}{E \times I} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left[(M_A \times a) \left(\frac{3}{2}a \right) + (M_A \times a) \left(\frac{a}{2} \right) - \left(\frac{R_A \times a^2}{2} \right) \left(\frac{4}{3}a \right) - \left(\frac{R_B \times a^2}{2} \right) \left(\frac{2}{3}a \right) - \left(\frac{2 \times a \times \frac{Wa^2}{2}}{3} \right) (a) \right]$$

Simplificando, se obtiene lo siguiente.

$$\frac{3}{2}M_A + \frac{M_B}{2} = \frac{4}{6}a \times R_A + \frac{a}{3} \times R_B + \frac{Wa^2}{3} \quad (4)$$

Con estas 4 ecuaciones se obtiene una única respuesta. En este caso se obtiene entonces las siguientes reacciones.

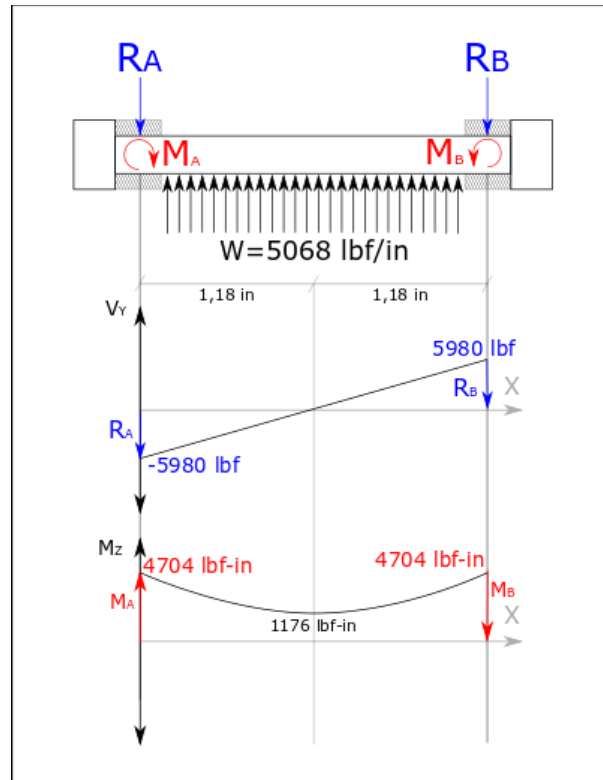
$$M_A = M_B = 4704 \text{ lbf} - \text{in}$$

$$R_A = R_B = 5980 \text{ lbf}$$

Con estos valores de fuerzas, se puede determinar el diagrama cortante y de momentos del pasador, que se muestra en la Figura 35. Con este diagrama se puede apreciar que, como se esperaba, la sección crítica es el empotramiento (la sujeción del pasador). En esta sección se conoce el momento flector (4704 lbf-in) y

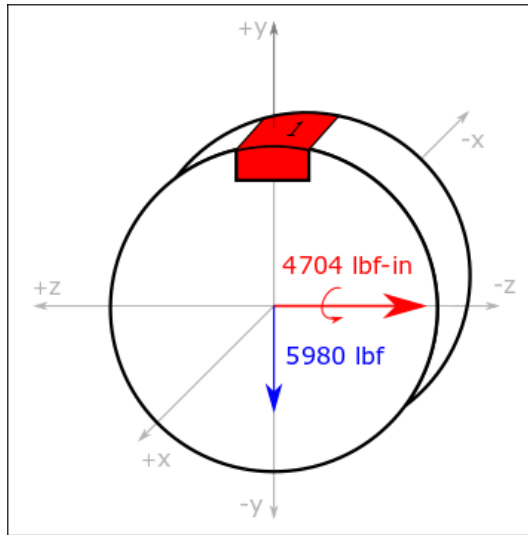
el cortante (5980 lbf) que corresponden a las reacciones del apoyo. Con estos valores se puede determinar el punto crítico en esta sección.

Figura 35. Diagrama de cortante y momento flector del pasador del pasador de acople.



Para el caso de una sección circular maciza, el punto crítico será aquel que se encuentra bajo el efecto del momento flector máximo. En la siguiente figura se puede observar el estado de carga de la sección crítica, donde el punto 1 corresponde al punto crítico que se encuentra a tensión debido al momento M_z .

Figura 36. Estado de carga de sección crítica del pasador de acople.



El punto 1 se considera el punto crítico, dado que está sometido a esfuerzo axial debido al momento flector M_z máximo en dicha sección de 4704 lbf – in; se trata de una sección circular maciza, luego el esfuerzo se determina con ecuaciones de resistencia de materiales y se determina el factor de seguridad para la dimensión propuesta de 1 pulgada. El pasador se propuso de acero 1045, luego su resistencia máxima a la fluencia 54 Ksi (según el proveedor de la materia prima). El punto 1 no está sujeto a ningún otro esfuerzo, luego se procede a calcular el factor de seguridad.

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{M_z \times C}{I} = \frac{32 \times M_z}{\pi \times d^3} \leftarrow \text{Esfuerzo flexión para sección circular maciza}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{32 \times 4704 \text{ lbf} - \text{in}}{\pi \times (1 \text{ in})^3} = 47915 \text{ psi}$$

$$N_{seguridad} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{54000 \text{ psi}}{47915 \text{ psi}} = 1,3 > 1,0$$

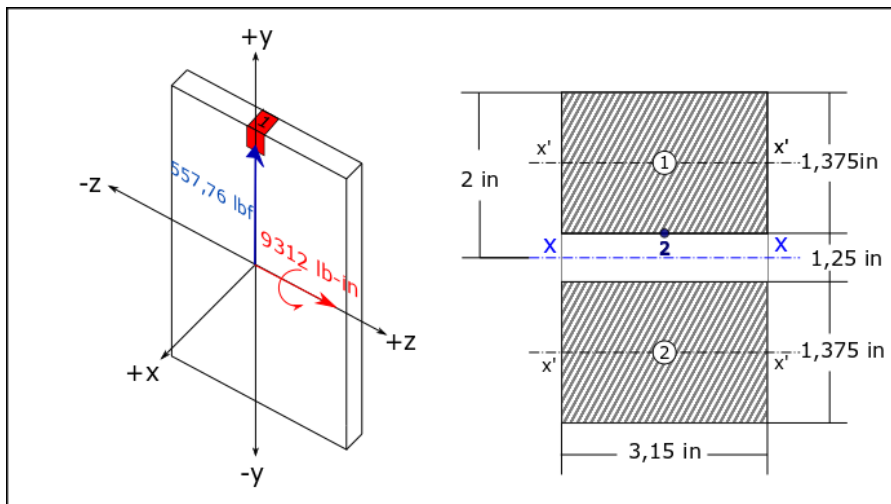
En este caso, el factor de seguridad no es superior a 2, por lo cual se opta por aumentar el diámetro del pasador a 1 ¼ de pulgada con el fin de aumentar su factor de seguridad. Con esto dicho, se recalculan los esfuerzos presentes en el pasador.

$$\sigma_{eq} = \frac{32 \times 4704 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{\pi \times (1,25 \text{ in})^3} = 24532 \text{ psi}$$

$$N_{seguridad} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{54000 \text{ psi}}{24532 \text{ psi}} = 2,2 > 1,0$$

Con este factor de seguridad nuevo, se considera mucho más aceptable el estado de carga del pasador y se considera que no fallará. Igualmente, considerando que esta no es una sujeción permanente y que puede reemplazarse fácilmente en el sistema de accionamiento del péndulo, el análisis de fatiga no se realizará. Ahora bien. Cabe resaltar que debido al cambio del diámetro del pasador supuesto inicialmente, las dimensiones de la sección crítica de la barra previamente analizada cambiaron y se determinará nuevamente el factor de seguridad de la barra. La nueva sección crítica de la barra se muestra a continuación.

Figura 37. Redimensionamiento de sección crítica de barra.



Previamente se observó que el punto crítico es el punto 1. La relación d/H de la barra en este caso es 0,3125, que sigue siendo menor a 0,45 (Figura 17) por lo que el concentrador de esfuerzos para el punto 1 continúa teniendo un valor de 1. Se recalcula el primer momento de inercia de la sección.

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{M_z \times C}{I_{xx}} \rightarrow \text{Se requiere determinar } I$$

$$I_{xx} = I_{xx_1} + I_{xx_2} = 2 \times I_{xx_1} \rightarrow \text{Se determina } I_{xx_1} \text{ como rectángulo}$$

$$I_{xx_1} = I_{x'x'_1} + A_1 \times \bar{y}^2$$

$$I_{xx_1} = \frac{3,15 \text{ in} \times 1,375^3 \text{ in}^3}{12} + (3,15 \times 1,375) \text{ in}^2 \times \left(\frac{1,375 + 1,25}{2} \right)^2 \text{ in}^2 = 8,143 \text{ in}^4$$

$$I_{xx_1} = 8,2688 \text{ in}^4 \rightarrow I_{xx} = 16,286 \text{ in}^4$$

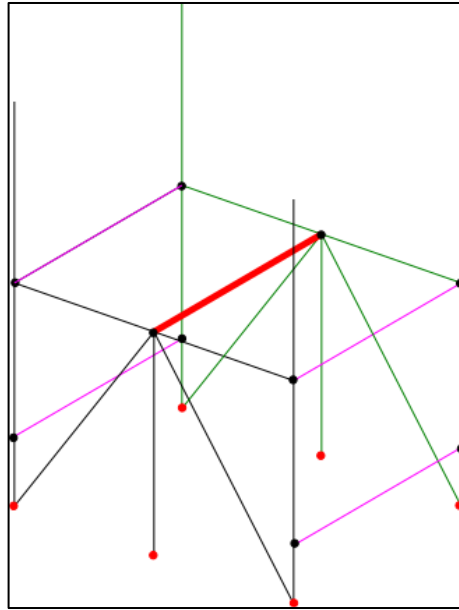
$$\sigma_{Mz} = \sigma_{eq} = \frac{9381 \text{ lbf} - \text{in} \times 2 \text{ in}}{16,286 \text{ in}^4} = 1152 \text{ psi}$$

Esto continúa siendo insuficiente para generar fluencia en la barra. Esto concluye el proceso de diseño de los componentes de la transmisión de potencia.

5.3 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE

A continuación, se muestra el dimensionamiento de la estructura que soporta el péndulo. Se propone una estructura cerrada que soporte el movimiento pendular sin pandear en su base o en sus barras verticales. El siguiente boceto muestra la estructura.

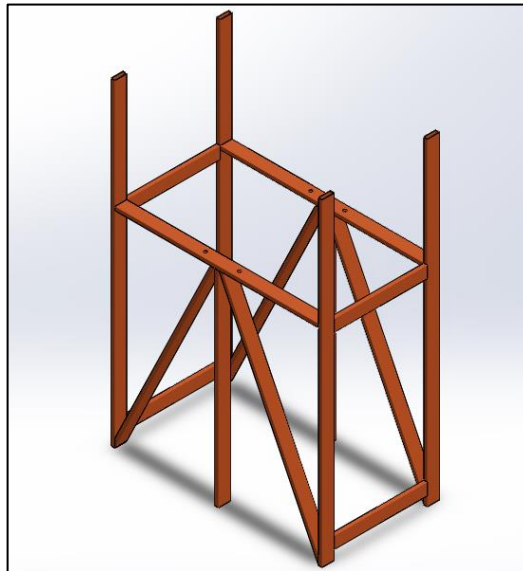
Figura 38. Boceto estructura metálica.



Se plantean dos estructuras igualmente dimensionadas (una en color negro y otra en color verde en la Figura 38) que soportan de manera equivalente el eje de transmisión de potencia (línea de color rojo). Cada una cuenta con barras diagonales que cierran en triángulo la estructura para evitar que la fuerza tangencial del peso genere flexión en las barras verticales. Igualmente, se encuentran unidas por 4 barras laterales (color púrpura) de modo tal que la estructura esté cerrada, evitando flexión en el sentido axial debido a una falta de alineamiento del eje (además de asegurar que durante la operación del banco, el operario accidentalmente entre en el rango de movimiento del péndulo). Se propone esta estructura en acero estructural, con tubo cuadrado de dos dimensiones: 50x50 y 80x40, ambos de calibre 16 (espesor de 1,5 mm). El tubo cuadrado de mayor dimensión se utilizará para apoyar las chumaceras que a su vez soportan el eje (barra horizontal en ambas estructuras) además de las columnas a cada extremo de la estructura para facilitar su soldadura.

Los nodos de color negro en la figura corresponden a puntos donde se realiza soldadura de barras y los nodos rojos corresponden a puntos donde se incluirá lámina calibre 12 con agujeros para fijar la estructura al piso de concreto del laboratorio. A continuación, se muestra el modelo de la estructura desarrollado en SolidWorks.

Figura 39. Modelo CAD de estructura en acero estructural.



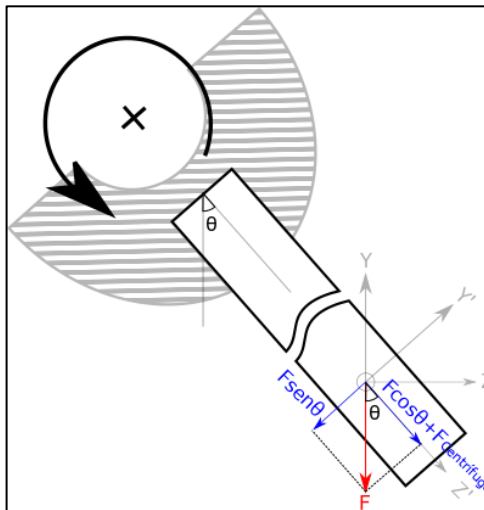
Para determinar la resistencia de la misma estructura, se realizará la simulación de la misma en el programa de simulaciones ANSYS, procediendo así al proceso de simulación de todos los componentes diseñados.

6. SIMULACIÓN DE COMPONENTES EN SOFTWARE ANSYS

6.1 SIMULACIÓN DE PASADOR

En primer lugar, se muestra en la siguiente figura la manera en que se determinarán las fuerzas que actúan en los componentes durante todo el giro del péndulo. Esta primera figura hace referencia a las fuerzas actuantes sobre el pasador que soporta los pesos, pero la misma lógica se aplica para los demás componentes del sistema.

Figura 40. Componentes de fuerzas sobre el pasador.



La magnitud de las fuerzas del sistema de coordenadas Y'-Z' (que corresponden al sistema de coordenadas del componente para el software ANSYS) varía de acuerdo a la posición del péndulo, por lo que se optó en subdividir el giro completo del mismo en 20 posiciones. Tratándose de una velocidad de giro de 20 RPM, el periodo del

péndulo para realizar un giro completo es 1/20 minutos o 2,14 segundos, periodo que se divide entonces en 20 intervalos de 0,1071 segundos, cada posición del ángulo θ del péndulo se tomará determinará mediante la fórmula:

$$\theta_i = \omega \times \text{Intervalo}_i \times 0,1071$$

Donde $\omega = 2,9321 \text{ rad/s}$. También existe una fuerza centrífuga producto del giro de los pesos durante la operación. Esta fuerza siempre se encuentra en el eje positivo Z' que es fijo relativo al componente analizado. La magnitud de la fuerza F corresponde al peso de los pesos para el caso del pasador, ya definido anteriormente (107,1 lbf cada disco) y la fuerza centrífuga también se definió previamente en el proceso de diseño como

$$F_{cent} = \frac{(107,1 \text{ lbf} \times 148,9 \text{ in/s}^2)}{386,1 \frac{\text{lbf} - \text{in/s}^2}{\text{lbf}}} = 41,31 \text{ lbf (cada disco)}$$

La siguiente tabla muestra el valor de las fuerzas a cada lado del pasador (la correspondiente a dos discos) en cada posición definida. Para el tiempo cero, se considera la posición vertical inferior del péndulo.

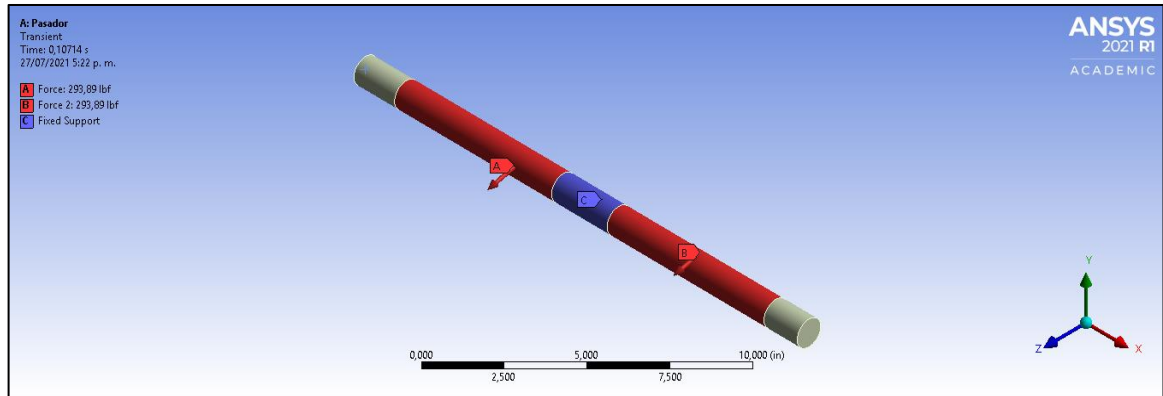
Tabla 11. Magnitud de fuerzas para pasador según posición del péndulo.

Tiempo [s]	Posición θ_i [rad]	Fuerza Y' [lbf]	Fuerza Z' [lbf]
0	0	0	296,827491
0,10714286	0,31415927	-66,1914402	286,343797
0,21428571	0,62831853	-125,903601	255,918932
0,32142857	0,9424778	-173,29144	208,531093
0,42857143	1,25663706	-203,716306	148,818932
0,53571429	1,57079633	-214,2	82,6274915

Tiempo [s]	Posición θ_i [rad]	Fuerza Y' [lbf]	Fuerza Z' [lbf]
0,64285714	1,88495559	-203,716306	16,4360513
0,75	2,19911486	-173,29144	-43,2761096
0,85714286	2,51327412	-125,903601	-90,6639487
0,96428571	2,82743339	-66,1914402	-121,088814
1,07142857	3,14159265	0	-131,572509
1,17857143	3,45575192	66,1914402	-121,088814
1,28571429	3,76991118	125,903601	-90,6639487
1,39285714	4,08407045	173,29144	-43,2761096
1,5	4,39822972	203,716306	16,4360513
1,60714286	4,71238898	214,2	82,6274915
1,71428571	5,02654825	203,716306	148,818932
1,82142857	5,34070751	173,29144	208,531093
1,92857143	5,65486678	125,903601	255,918932
2,03571429	5,96902604	66,1914402	286,343797
2,14285714	6,28318531	0	296,827491

Estas fuerzas se ingresan al programa de simulación ANSYS, planteándose 1 fuerza con esta descripción a cada lado del pasador, al igual que el centro del mismo se considera un empotramiento como se muestra en la siguiente figura.

Figura 41. Fuerzas y apoyos del pasador.

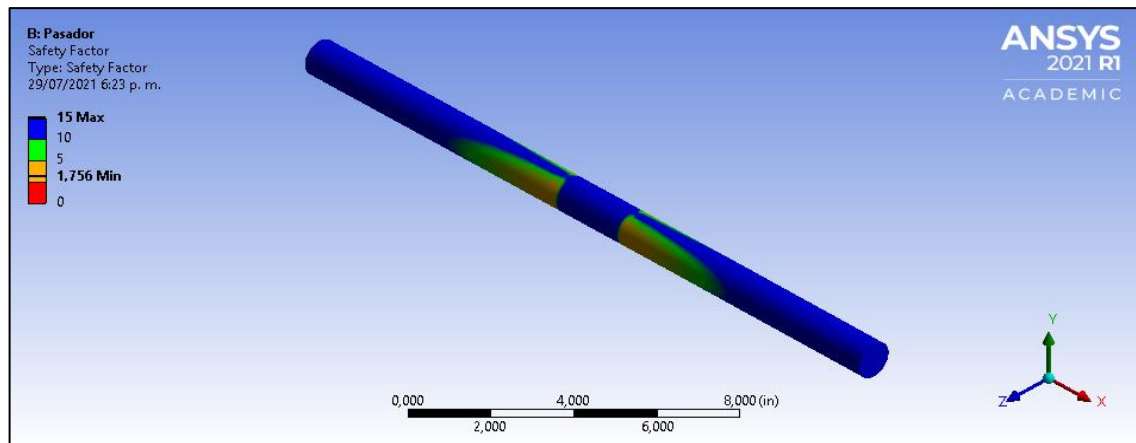


Donde las áreas rojas corresponden a donde se aplica cada fuerza y el área azul corresponde al empotramiento. Con estas condiciones de operación en la simulación, el factor de seguridad mínimo por esfuerzo durante la operación considerando el material de acero 1020 es de $N = 3,37$, mientras que el factor de seguridad según la herramienta de fatiga del software es $N = 1,76$; el análisis de fatiga se realizó con la carga en el tiempo de 0 segundos y se consideró una relación de carga $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -0,44$ (no reversible) que corresponde a la relación de fuerzas Z' entre el instante de tiempo 0 y tiempo 1,0714 segundos (la máxima y mínima flexión). El valor de esfuerzo alternante para número de ciclos de 1.000 y 1'000.000 en adelante se determinó mediante según teoría de fatiga dado que ANSYS no cuenta con las curvas S-N para acero 1020 ni 1045. Igualmente se determina el factor K_f de resistencia a la fatiga como 0,66 (que corresponde a la multiplicación de todos los factores de la Tabla 7).

Figura 42. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para pasador.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	3,4434	15,	14,474
2	0,21426	3,6974	15,	14,519
3	0,32138	4,2295	15,	14,592
4	0,42851	4,6304	15,	14,679
5	0,53564	5,044	15,	14,761
6	0,64277	5,342	15,	14,834
7	0,7499	6,2115	15,	14,9
8	0,85702	7,653	15,	14,945
9	0,96415	7,5131	15,	14,968
10	1,0713	7,6215	15,	14,975
11	1,1784	7,7258	15,	14,97
12	1,2855	7,5329	15,	14,947
13	1,3927	6,2559	15,	14,899
14	1,4998	5,3305	15,	14,835
15	1,6069	4,9878	15,	14,763
16	1,714	4,6918	15,	14,68
17	1,8212	4,0799	15,	14,597
18	1,9283	3,5908	15,	14,527
19	2,0354	3,3656	15,	14,479
20	2,1426	3,3774	15,	14,46

Figura 43. Resultados factor de seguridad por fatiga para pasador.

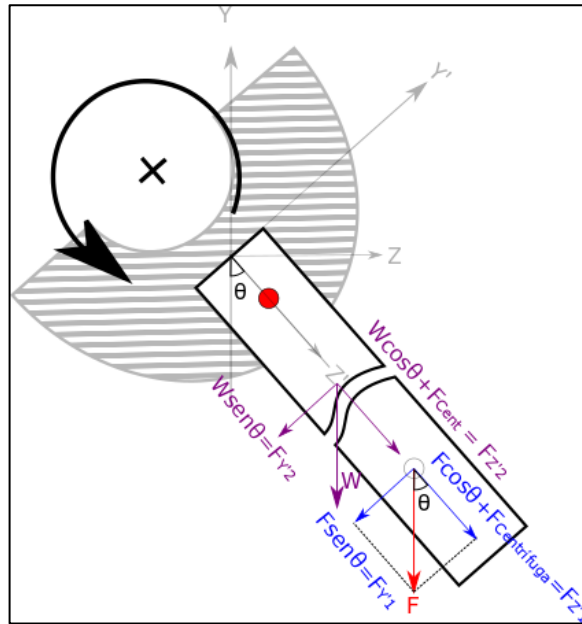


Se considera que el pasador no fallará durante la operación según la simulación planteada (ningún factor de seguridad es menor a 1).

6.2 SIMULACIÓN DE BRAZO

A continuación, se muestra la simulación de la barra que actúa como brazo del péndulo. En la siguiente figura se muestra la descomposición de las fuerzas en una posición θ de la barra.

Figura 44. Componentes de fuerzas sobre la barra.



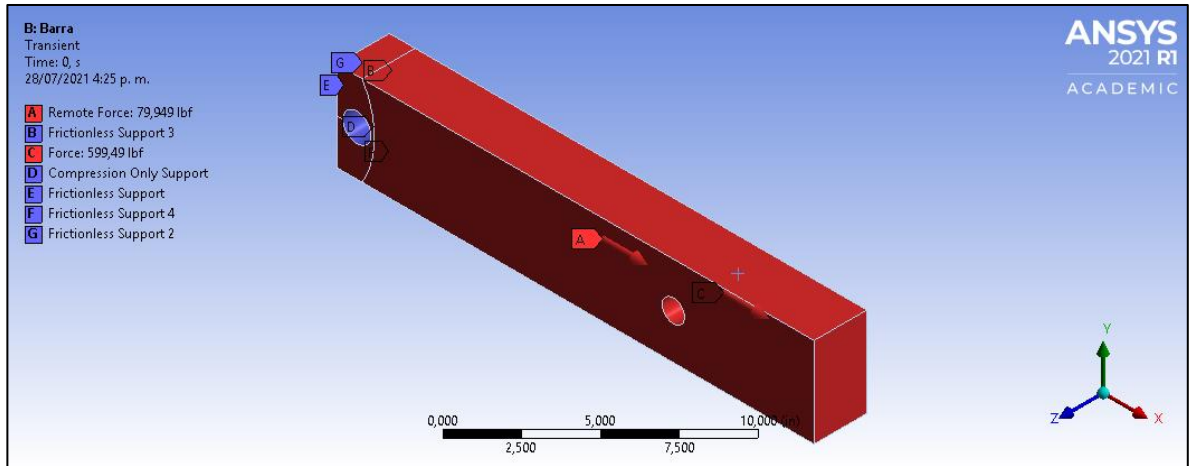
La magnitud de las fuerzas en color azul sobre la barra son las mismas que las del pasador, aunque sumados los 4 discos, además de sumar el peso y la fuerza centrífuga del pasador. Con el fin de incluir la fuerza del peso de la barra y su propia fuerza centrífuga, se plantea otras dos fuerzas actuantes en el centro de gravedad de la barra (fuerzas en color púrpura). El nodo rojo corresponde al acople que une la barra al cubo que está montado sobre el eje. La siguiente tabla muestra la magnitud de las fuerzas para cada intervalo de tiempo nuevamente.

Tabla 12. Magnitud de fuerzas para barra según posición del péndulo.

Tiempo [s]	Posición θ_i [rad]	Fuerza Y'1 [lbf]	Fuerza Z'1 [lbf]	Fuerza Y'2 [lbf]	Fuerza Z'2 [lbf]
0	0	0	599,487602	0	79,9485874
0,10714286	0,31415927	133,683533	578,31421	19,5607757	76,8504649
0,21428571	0,62831853	254,28119	516,866635	37,2068065	67,8593631
0,32142857	0,9424778	349,988033	421,159792	51,2107757	53,8553938
0,42857143	1,25663706	411,435608	300,562135	60,2018775	36,2093631
0,53571429	1,57079633	432,609	166,878602	63,3	16,6485874
0,64285714	1,88495559	411,435608	33,1950687	60,2018775	-2,91218837
0,75	2,19911486	349,988033	-87,4025886	51,2107757	-20,5582191
0,85714286	2,51327412	254,28119	-183,109431	37,2068065	-34,5621884
0,96428571	2,82743339	133,683533	-244,557007	19,5607757	-43,5532901
1,07142857	3,14159265	0	-265,730398	0	-46,6514126
1,17857143	3,45575192	-133,683533	-244,557007	-19,5607757	-43,5532901
1,28571429	3,76991118	-254,28119	-183,109431	-37,2068065	-34,5621884
1,39285714	4,08407045	-349,988033	-87,4025886	-51,2107757	-20,5582191
1,5	4,39822972	-411,435608	33,1950687	-60,2018775	-2,91218837
1,60714286	4,71238898	-432,609	166,878602	-63,3	16,6485874
1,71428571	5,02654825	-411,435608	300,562135	-60,2018775	36,2093631
1,82142857	5,34070751	-349,988033	421,159792	-51,2107757	53,8553938
1,92857143	5,65486678	-254,28119	516,866635	-37,2068065	67,8593631
2,03571429	5,96902604	-133,683533	578,31421	-19,5607757	76,8504649
2,14285714	6,28318531	0	599,487602	0	79,9485874

Con estas fuerzas se plantea la simulación, de manera que se aplican como muestra la Figura 45, y a su vez se incluye un apoyo de solo compresión sobre el nodo rojo que actúa como el acople del cubo, junto a 4 apoyos simples sin fricción en la base de la barra que corresponden al contacto del cubo sobre la barra. La siguiente figura muestra la aplicación de fuerzas y los apoyos.

Figura 45. Fuerzas y apoyos para barra.



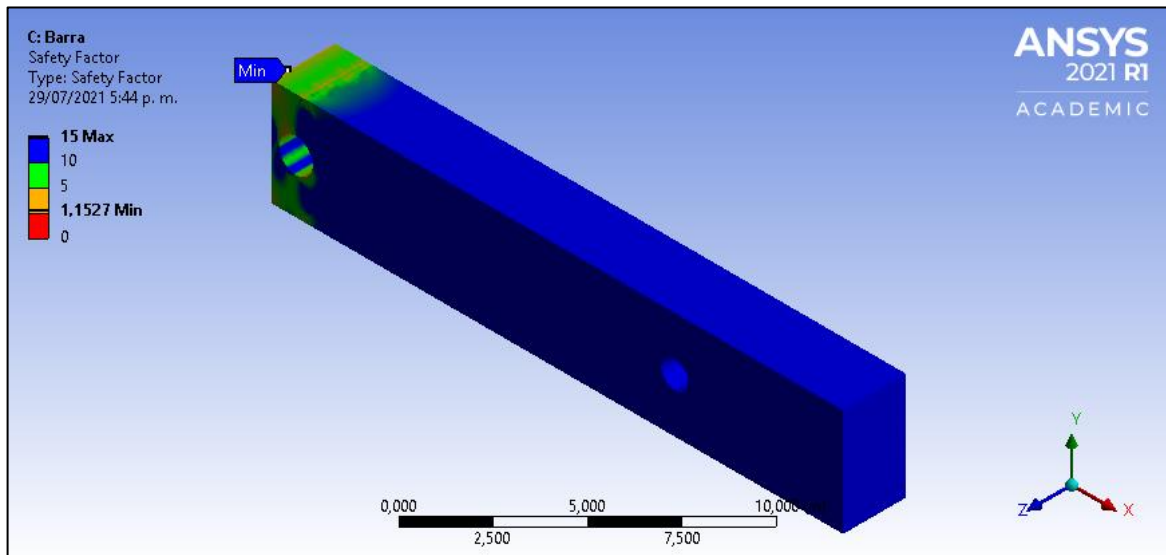
La fuerza A actúa sobre todo el cuerpo y corresponde a las fuerzas Z'2 y Y'2 mientras que la fuerza C corresponde a las fuerzas Z'1 y Y'1. El componente D corresponde al apoyo de compresión que actúa como el acople, y los componentes B, E, F y G corresponden a los 4 contactos que tiene la barra con el cubo. Con estas condiciones de operación en la simulación, el factor de seguridad mínimo por esfuerzo durante la operación considerando el material como acero estructural es de $N = 3,11$, mientras que el factor de seguridad según la herramienta de fatiga del software es $N = 1,15$.

Para este caso, se analiza el instante de tiempo 0,5357 segundos, que corresponde a una posición horizontal de la barra ($\theta = \pi/2$) y es la máxima flexión que soporta la barra. En este caso, la flexión si se considera completamente reversible (relación de esfuerzos máximos y mínimos que corresponde a -1) dado que en

Figura 46. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para pasador.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	9,7205	15,	14,998
2	0,21426	5,2281	15,	14,955
3	0,32138	3,8242	15,	14,821
4	0,42851	3,2624	15,	14,697
5	0,53564	3,1112	15,	14,649
6	0,64277	3,2769	15,	14,696
7	0,7499	3,8623	15,	14,824
8	0,85702	5,3304	15,	14,957
9	0,96415	10,222	15,	14,998
10	1,0713	15,	15,	15,
11	1,1784	10,979	15,	14,999
12	1,2855	5,7316	15,	14,956
13	1,3927	4,1499	15,	14,82
14	1,4998	3,5229	15,	14,694
15	1,6069	3,3431	15,	14,646
16	1,714	3,5073	15,	14,694
17	1,8212	4,1089	15,	14,817
18	1,9283	5,6222	15,	14,954
19	2,0354	10,452	15,	14,998
20	2,1426	15,	15,	15,

Figura 47. Resultados factor de seguridad por fatiga para barra.



Según esta simulación, la barra tampoco fallará por esfuerzo ni por fatiga. En esta última simulación, se muestreó la fuerza sobre el apoyo de compresión que actúa como acople (componente D de la Figura 45) de modo tal que el resultado de este muestreo, fueran datos de entrada para la simulación del acople. Los resultados de este muestreo se muestran a continuación.

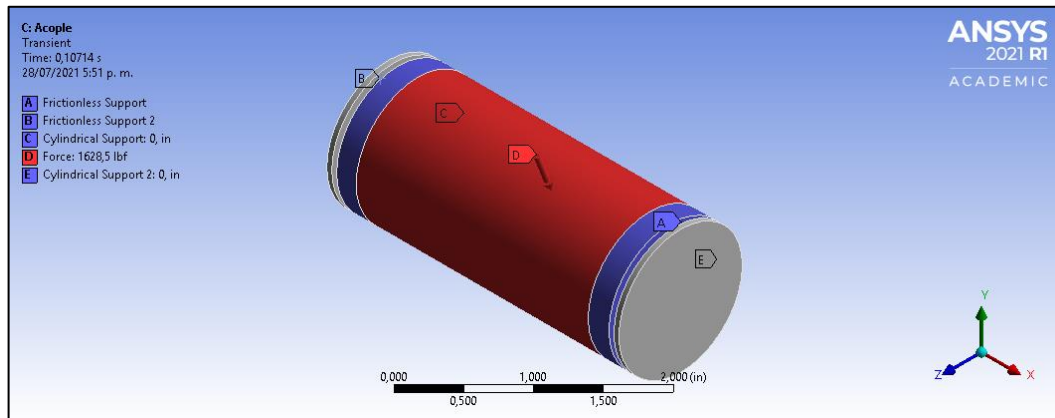
Figura 48. Muestreo de apoyo de compresión y datos de entrada para simulación de acople.

	Time [s]	Force Reaction (X) [lbf]	Force Reaction (Y) [lbf]	Force Reaction (Z) [lbf]
1	0,10714	-676,05	-996,13	2,5804e-005
2	0,21426	-591,04	-1517,5	-2,6059e-005
3	0,32138	-449,8	-1992,6	-1,2653e-005
4	0,42851	-335,37	-2279,7	-1,2158e-005
5	0,53564	-176,24	-2363,8	-2,457e-005
6	0,64277	-29,367	-2220,	-3,2185e-005
7	0,7499	111,87	-1867,2	-4,4821e-005
8	0,85702	221,19	-1338,	-5,3829e-005
9	0,96415	290,18	-682,32	-1,5777e-005
10	1,0713	313,34	-2,7941	-3,1129e-006
11	1,1784	291,89	671,81	-3,3463e-005
12	1,2855	227,49	1344,3	-5,1097e-005
13	1,3927	121,88	1875,2	-4,8399e-005
14	1,4998	-19,296	2224,7	-4,7207e-005
15	1,6069	-175,35	2365,3	-7,3603e-005
16	1,714	-329,97	2281,3	-9,176e-005
17	1,8212	-459,74	1986,7	-1,0638e-004
18	1,9283	-539,05	1514,6	-8,7398e-005
19	2,0354	-619,89	964,36	-4,5336e-005
20	2,1426	-680,09	-13,474	2,5396e-005

Se puede observar que las fuerzas en Z de esta última tabla (que corresponden al eje perpendicular a la hoja en la Figura 44 y que no corresponde al eje Z de dicha figura) son despreciables ya que en esta dirección no hay ninguna fuerza aplicada. Los datos de las fuerzas X y Y, serán las componentes de la fuerza aplicada sobre el acople. Éste se muestra en la siguiente figura con dos apoyos cilíndricos en color azul (componentes C y E) y la fuerza aplicada en el área roja (componente D), además de dos apoyos simples sin fricción en las ranuras que corresponden a la

simulación de dos anillos Seeger que bloquean axialmente el acople (componentes A y B).

Figura 49. Fuerzas y apoyos para acople.

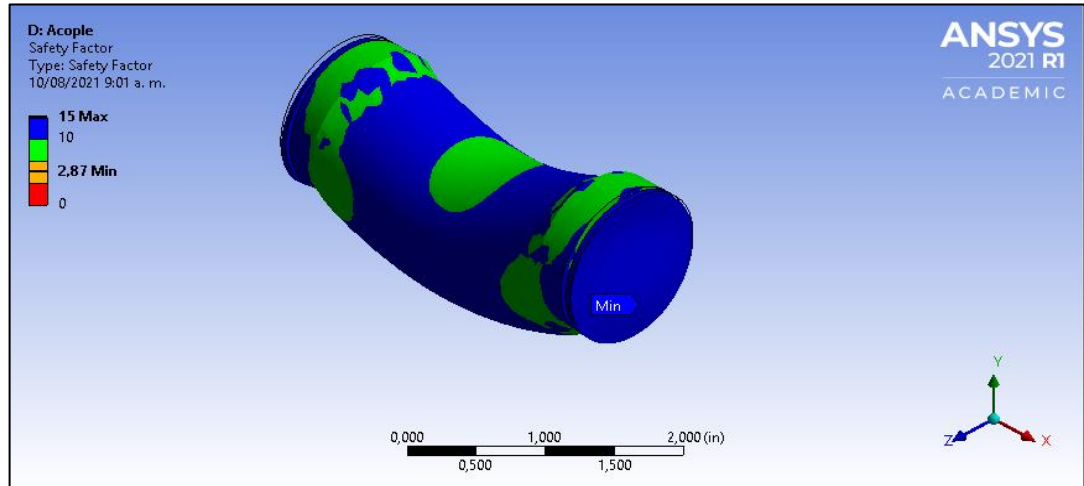


Con estas condiciones de operación en la simulación, el factor de seguridad mínimo por esfuerzo durante la operación considerando el material como acero estructural es de $N = 8,3$ mientras que el factor de seguridad según la herramienta de fatiga del software es $N = 2,87$. En este caso, la fuerza en el intervalo 4 (0,42851 segundos) se considera completamente reversible, dado que el giro del péndulo puede ser en ambos sentidos, sometiendo entonces el punto crítico tanto a una tensión como a una compresión debido a la flexión del mismo.

Figura 50. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para acople.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	11,591	15,	15,
2	0,21426	9,3432	15,	14,998
3	0,32138	8,4018	15,	14,996
4	0,42851	8,3236	15,	14,994
5	0,53564	9,071	15,	14,997
6	0,64277	11,027	15,	14,999
7	0,7499	14,549	15,	15,
8	0,85702	15,	15,	15,
9	0,96415	15,	15,	15,
10	1,0713	15,	15,	15,
11	1,1784	14,137	15,	15,
12	1,2855	10,532	15,	14,999
13	1,3927	9,1302	15,	14,997
14	1,4998	8,6426	15,	14,995
15	1,6069	8,6303	15,	14,996
16	1,714	9,4798	15,	14,999
17	1,8212	11,703	15,	15,
18	1,9283	15,	15,	15,
19	2,0354	15,	15,	15,
20	2,1426	15,	15,	15,

Figura 51. Resultados factor de seguridad por fatiga para acople.



En este caso, nuevamente se muestrearon las reacciones sobre los apoyos cilíndricos (tanto fuerzas como momentos de reacción) de modo que sean datos de

entrada para la simulación del cubo. A continuación se muestran las fuerzas y los momentos de reacción.

Figura 52. Muestreo de fuerza de apoyo cilíndrico y datos de entrada para simulación de cubo.

	Time [s]	Force Reaction (X) [lbf]	Force Reaction (Y) [lbf]	Force Reaction (Z) [lbf]
1	0,10714	0,16879	760,71	296,27
2	0,21426	0,24079	998,89	225,43
3	0,32138	0,28516	1142,8	168,04
4	0,42851	0,30644	1185,	88,247
5	0,53564	0,29673	1112,9	14,613
6	0,64277	0,25863	936,05	-56,185
7	0,7499	0,19296	670,77	-110,97
8	0,85702	0,10902	342,07	-145,53
9	0,96415	1,8864e-002	1,4167	-157,11
10	1,0713	-7,602e-002	-336,77	-146,32
11	1,1784	-0,19611	-673,9	-113,99
12	1,2855	-0,28381	-940,05	-61,016
13	1,3927	-0,34749	-1115,3	9,7868
14	1,4998	-0,38652	-1185,8	88,04
15	1,6069	-0,38048	-1143,7	165,56
16	1,714	-0,34645	-995,98	230,61
17	1,8212	-0,27754	-759,31	270,35
18	1,9283	-0,19949	-483,48	310,86
19	2,0354	-5,237e-002	6,7199	340,99
20	2,1426	9,3516e-002	499,34	338,92

Figura 53. Muestreo de momento de apoyo cilíndrico y datos de entrada para simulación de cubo.

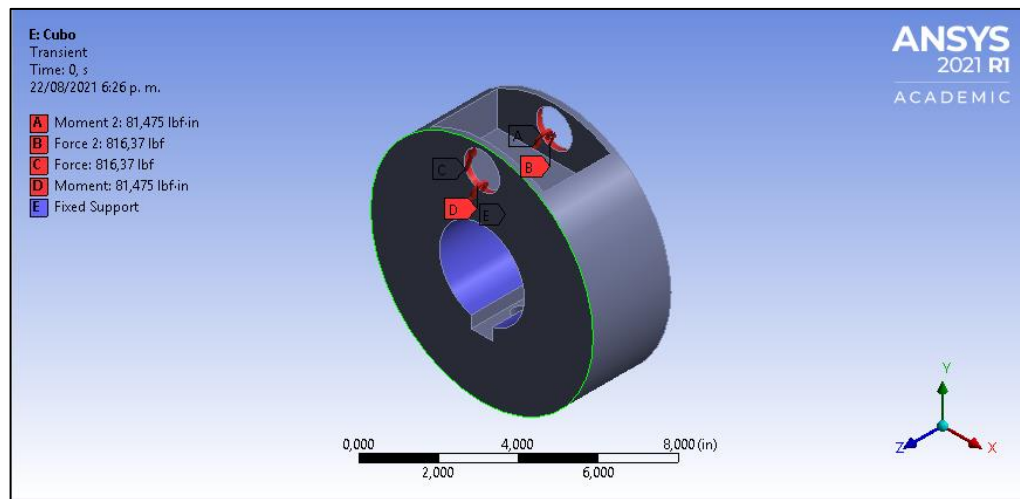
	Time [s]	Moment Reaction (X) [lbf-in]	Moment Reaction (Y) [lbf-in]	Moment Reaction (Z) [lbf-in]
1	0,10714	-1,774e-006	-29,508	75,944
2	0,21426	1,0065e-005	-22,392	99,741
3	0,32138	2,4359e-005	-16,634	114,12
4	0,42851	2,8362e-005	-8,6514	118,34
5	0,53564	3,0068e-005	-1,3007	111,15
6	0,64277	2,2788e-005	5,7513	93,496
7	0,7499	1,1388e-005	11,19	67,006
8	0,85702	2,2364e-006	14,597	34,181
9	0,96415	-1,3278e-006	15,706	0,15891
10	1,0713	-2,8891e-005	14,578	-33,619
11	1,1784	-1,0516e-004	11,297	-67,294
12	1,2855	-1,8409e-004	5,9618	-93,882
13	1,3927	-2,4298e-004	-1,1422	-111,39
14	1,4998	-2,511e-004	-8,9757	-118,44
15	1,6069	-2,5335e-004	-16,719	-114,24
16	1,714	-1,9979e-004	-23,2	-99,499
17	1,8212	-1,4051e-004	-27,138	-75,866
18	1,9283	-6,7845e-005	-31,147	-48,321
19	2,0354	1,4867e-005	-34,087	0,6341
20	2,1426	1,0654e-005	-33,809	49,834

Como es de esperar, la fuerza y momento de reacción en el eje X es despreciable puesto que en dicha dirección no hay aplicada ninguna fuerza sobre el pasador. Con estos datos se procede a la simulación del cubo.

6.3 SIMULACIÓN DE CUBO DE TRANSMISIÓN

En la nueva simulación, los momentos y fuerzas en la dirección Z pasan a ser momentos y fuerzas en la dirección X dado que la geometría del modelo se encuentra rotada 90 grados con respecto al eje Y.

Figura 54. Fuerzas y apoyos para cubo

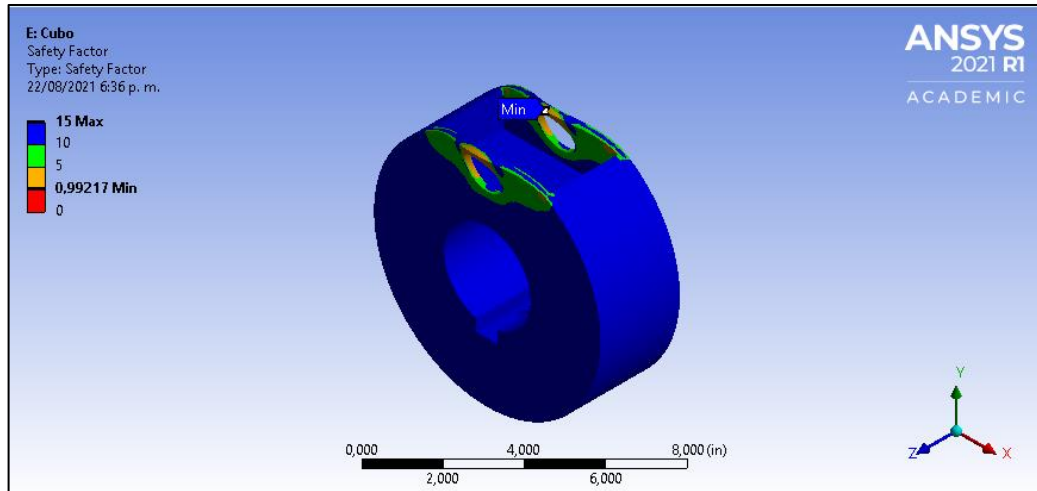


Los elementos A y D corresponden a los momentos aplicados por el pasador sobre el cubo, mientras que B y C corresponden a las fuerzas aplicadas por el mismo. El elemento E corresponde al soporte que se tomará como geometría fija pues estará en contacto con el eje de transmisión. Con estas condiciones de operación se obtiene un factor de seguridad mínimo por esfuerzos de $N = 1,44$ que se obtiene en el intervalo $t = 0,32138$ s. Por otra parte, el factor de seguridad por fatiga mínimo es de $N = 0,99$. En este caso, se considera la fuerza y el momento aplicado que corresponden al factor de seguridad mínimo, pero se considera netamente repetitiva (variante entre 0 y el esfuerzo máximo).

Figura 55. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para cubo.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	1,7055	15,	13,788
2	0,21426	1,4918	15,	13,613
3	0,32138	1,4388	15,	13,569
4	0,42851	1,531	15,	13,661
5	0,53564	1,8178	15,	13,901
6	0,64277	2,5315	15,	14,318
7	0,7499	4,8727	15,	14,861
8	0,85702	15,	15,	15,
9	0,96415	4,9194	15,	14,865
10	1,0713	2,501	15,	14,301
11	1,1784	1,7894	15,	13,882
12	1,2855	1,5062	15,	13,644
13	1,3927	1,4157	15,	13,553
14	1,4998	1,4678	15,	13,598
15	1,6069	1,6864	15,	13,781
16	1,714	2,2073	15,	14,126
17	1,8212	3,3065	15,	14,565
18	1,9283	9,1499	15,	14,981
19	2,0354	3,2025	15,	14,514
20	2,1426	2,2086	15,	14,115

Figura 56. Resultados factor de seguridad por fatiga para cubo.



Se plantea a partir de aquí la simulación del eje de transmisión de potencia.

6.4 SIMULACIÓN DE EJE DE TRANSMISIÓN

En este caso, se calcula el valor del torque aplicado y de la fuerza que se considera centrada sobre el eje. En la siguiente tabla se muestra el valor de esta fuerza descompuestas en X y Y, además del valor del torque en el eje Z en cada intervalo.

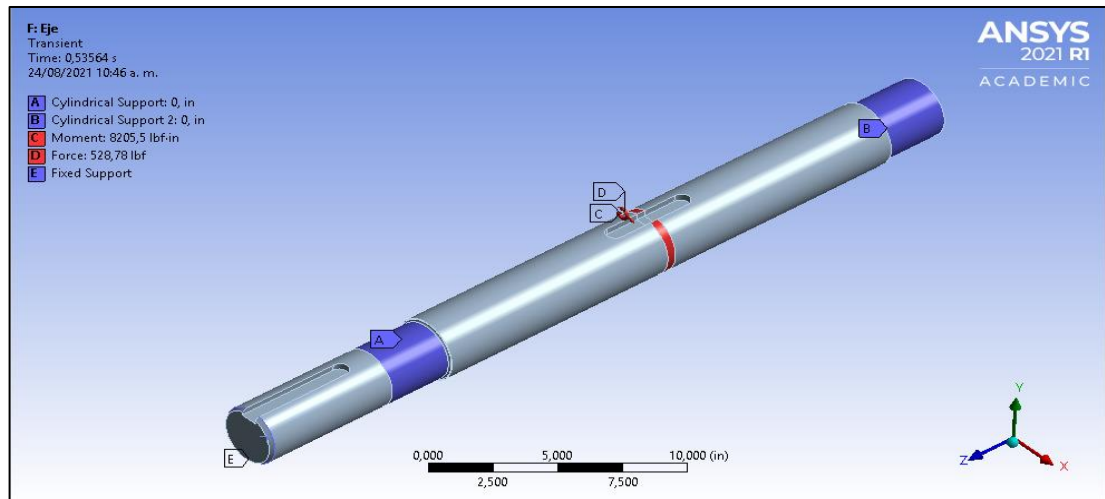
Tabla 13. Magnitud de fuerzas para eje según posición del péndulo.

Tiempo [s]	Posición θ_i [rad]	Torque Z [lbf-in]	Fuerza X [lbf]	Fuerza Y [lbf]
0	0	0	0	-679,436189
0,10714286	0,31415927	-2535,64394	153,244309	-655,164675
0,21428571	0,62831853	-4823,08138	291,487997	-584,725998

Tiempo [s]	Posición θ_i [rad]	Torque Z [lbf-in]	Fuerza X [lbf]	Fuerza Y [lbf]
0,32142857	0,9424778	-6638,40201	401,198809	-475,015186
0,42857143	1,25663706	-7803,9096	471,637486	-336,771498
0,53571429	1,57079633	-8205,51614	495,909	-183,527189
0,64285714	1,88495559	-7803,9096	471,637486	-30,2828803
0,75	2,19911486	-6638,40201	401,198809	107,960808
0,85714286	2,51327412	-4823,08138	291,487997	217,67162
0,96428571	2,82743339	-2535,64394	153,244309	288,110297
1,07142857	3,14159265	0	0	312,381811
1,17857143	3,45575192	2535,64394	-153,244309	288,110297
1,28571429	3,76991118	4823,08138	-291,487997	217,67162
1,39285714	4,08407045	6638,40201	-401,198809	107,960808
1,5	4,39822972	7803,9096	-471,637486	-30,2828803
1,60714286	4,71238898	8205,51614	-495,909	-183,527189
1,71428571	5,02654825	7803,9096	-471,637486	-336,771498
1,82142857	5,34070751	6638,40201	-401,198809	-475,015186
1,92857143	5,65486678	4823,08138	-291,487997	-584,725998
2,03571429	5,96902604	2535,64394	-153,244309	-655,164675
2,14285714	6,28318531	0	0	-679,436189

Se plantea la fuerza D y el momento C en el centro del eje. Igualmente se incluyen dos soportes cilíndricos que corresponden a las chumaceras que soportan el eje (elementos A y B) mientras que en la punta del eje con cuñero se plantea un soporte fijo (elemento E) que corresponde al acople que va al reductor de velocidad.

Figura 57. Fuerzas y apoyos para eje

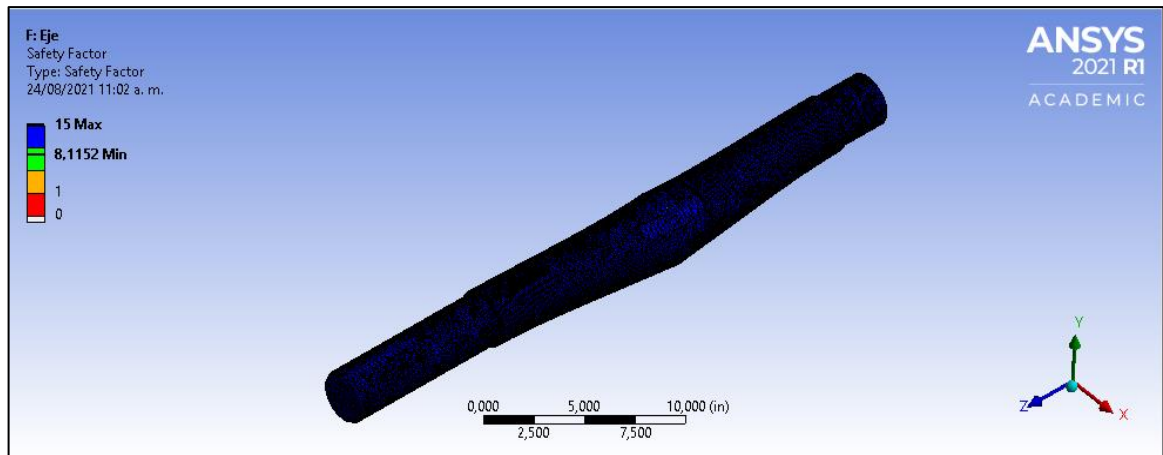


Con esto se obtienen como resultados un factor de seguridad mínimo por esfuerzo de $N = 10,23$ y un factor de seguridad por fatiga mínimo de $N = 8,11$. En ambos casos se evalúa el instante de tiempo $t = 0,53571429$ s.

Figura 58. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para eje.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	15,	15,	15,
2	0,21426	13,213	15,	15,
3	0,32138	11,257	15,	15,
4	0,42851	10,325	15,	14,999
5	0,53564	10,234	15,	14,998
6	0,64277	11,015	15,	14,999
7	0,7499	13,064	15,	15,
8	0,85702	15,	15,	15,
9	0,96415	15,	15,	15,
10	1,0713	15,	15,	15,
11	1,1784	15,	15,	15,
12	1,2855	15,	15,	15,
13	1,3927	12,766	15,	15,
14	1,4998	11,076	15,	14,999
15	1,6069	10,56	15,	14,998
16	1,714	10,933	15,	14,999
17	1,8212	12,24	15,	15,
18	1,9283	14,682	15,	15,
19	2,0354	15,	15,	15,
20	2,1426	15,	15,	15,

Figura 59. Resultados de factor de seguridad por fatiga para eje.

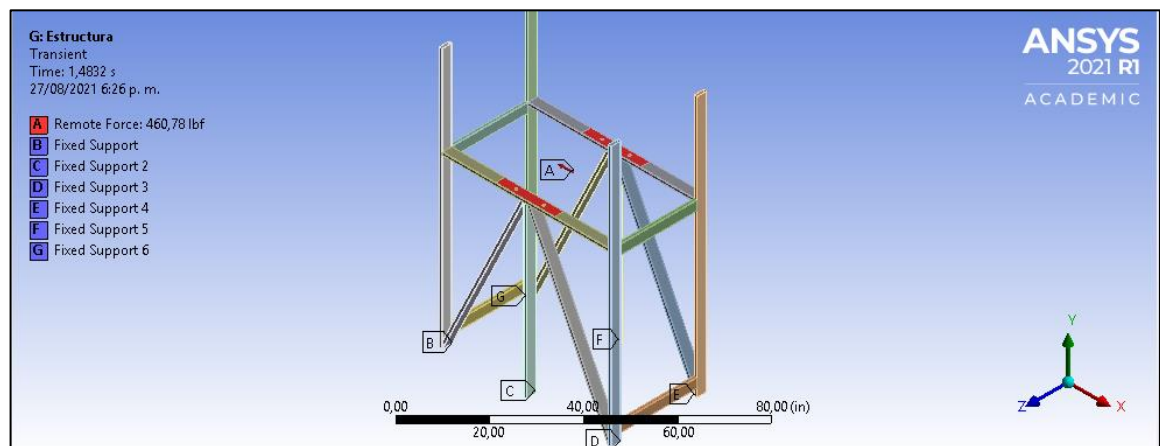


El análisis de fatiga se considera completamente reversible, puesto que el eje puede rotar en cualquier sentido, siendo entonces necesario hacer esta suposición. Igualmente, se considera un factor K_F de 0,3 que corresponde a la multiplicación de todos los factores que afectan la resistencia a la fatiga del eje de la Tabla 9. Por último, se plantea la simulación de la estructura.

6.5 SIMULACIÓN DE ESTRUCTURA

En este caso, se plantea una fuerza remota en el software de simulación ANSYS ubicada en el centro espacial de la estructura (donde debería estar ubicado el eje) de modo tal que no sea necesario el muestreo de las reacciones de los apoyos cilíndricos de la simulación anterior, y en lugar de eso, se usen las mismas fuerzas X y Y de la Tabla 13, descrita en la sección de la simulación del eje (elemento A); a su vez se incluyen 6 apoyos fijos que corresponden a las bases ancladas de la estructura (elementos B, C, D, E, F y G).

Figura 60. Fuerzas y apoyos para estructura.

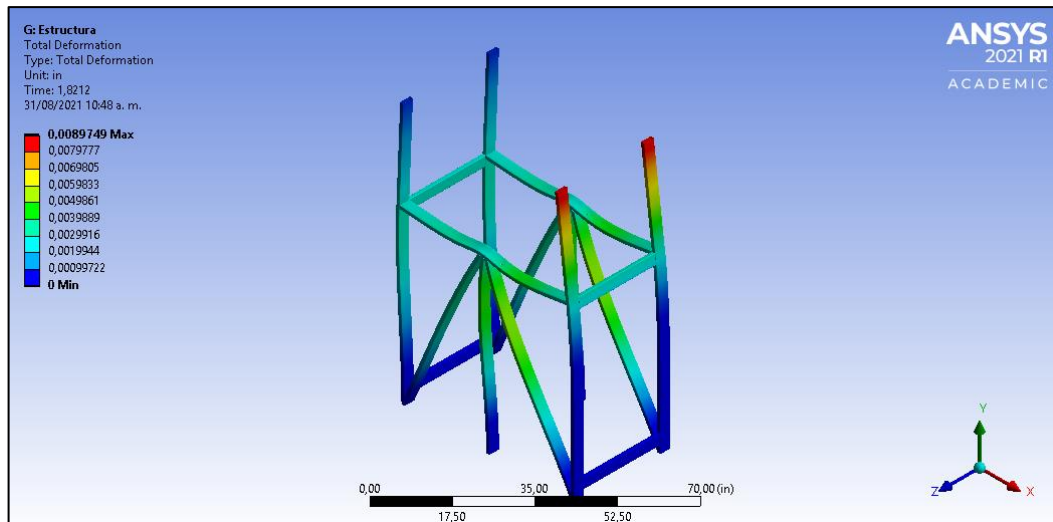


Con estas fuerzas aplicadas y los apoyos definidos previamente, se obtuvieron los siguientes resultados de factores de seguridad por esfuerzo, a su vez de evaluar la total deformación de la estructura.

Figura 61. Resultados de factor de seguridad por esfuerzos para estructura.

	Time [s]	✓ Minimum	✓ Maximum	✓ Average
1	0,10714	3,1842	15,	14,981
2	0,21426	3,5814	15,	14,987
3	0,32138	4,3964	15,	14,993
4	0,42851	6,0586	15,	14,997
5	0,53564	9,8311	15,	14,999
6	0,64277	12,902	15,	15,
7	0,7499	12,568	15,	15,
8	0,85702	8,537	15,	15,
9	0,96415	6,9712	15,	14,999
10	1,0713	6,6371	15,	14,999
11	1,1784	7,2802	15,	14,999
12	1,2855	9,4224	15,	15,
13	1,3927	14,641	15,	15,
14	1,4998	12,941	15,	15,
15	1,6069	8,4841	15,	14,999
16	1,714	5,4721	15,	14,997
17	1,8212	4,1126	15,	14,993
18	1,9283	3,439	15,	14,987
19	2,0354	3,1233	15,	14,981
20	2,1426	3,0467	15,	14,979

Figura 62. Deformación máxima y mínima para estructura.



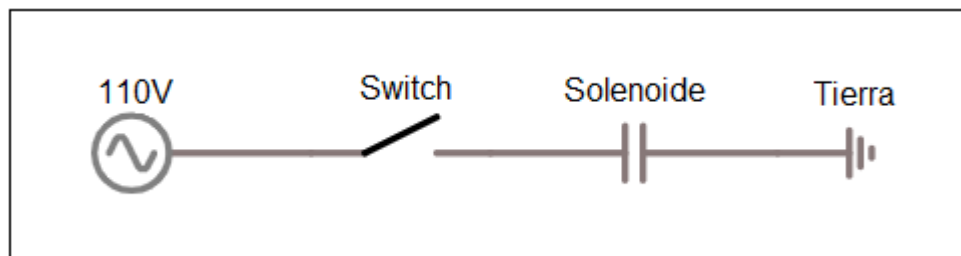
En este caso, se omite un análisis por fatiga dado que la estructura consta de múltiples elementos que se simulan mediante contactos en el software ANSYS, y el análisis de fatiga lo considera todo como un único elemento, incurriendo en errores

innecesarios. Sin embargo, se observa que el factor de seguridad mínimo es de $N=3,2$ y la deformación máxima de la estructura que ocurre en el instante $t=1,821$ s es de 0,0089 pulgadas, una deformación despreciable para la estructura. Con esto se finaliza la simulación de los componentes.

7. CIRCUITO ELÉCTRICO

Ya que durante la finalización del montaje no se contaba con una válvula de frenado bidireccional, el circuito hidráulico presenta una única válvula de frenado, lo que indica que el motor únicamente girará en una dirección a la espera de una segunda válvula de frenado; la válvula direccional de 3 posiciones pasa a funcionar como una válvula de 2 posiciones, haciendo uso de su posición central y posición derecha según el esquema de la figura 7, y, dado que es el exclusivo elemento de control direccional, también será el singular elemento que se controlará eléctricamente.

Figura 63. Circuito eléctrico de control direccional.

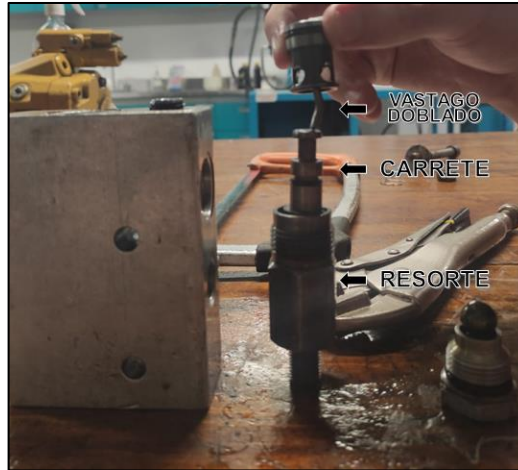


El banco de pruebas también posee un botón de emergencia que corta el flujo de energía directamente desde el tablero eléctrico, en caso de que el circuito principal falle y la válvula direccional no se encuentre en su posición central. Este tablero eléctrico igualmente alimenta el motor trifásico que acciona la bomba hidráulica del banco.

8. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ARRANQUE, MANUAL Y PRÁCTICAS

Finalizado el montaje del banco hidráulico dentro del laboratorio (anexo C) se procedieron a realizar las primeras pruebas de funcionamiento del banco. Durante estas primeras pruebas, se observó que, durante el descenso de la carga en la mitad de giro correspondiente, la válvula de frenado permitía la caída libre de la carga, generando cavitación dentro del motor hidráulico. Se creyó inicialmente que se trataba de un problema de taraje de la válvula de frenado, pero luego de manipular su presión de apertura durante múltiples intentos donde era necesario manipular el taraje durante el giro para completar un ciclo completo, se concluyó que el malfuncionamiento de la válvula era debido a sus componentes internos. Al desarmarla, se encontró que el vástago del obturador que desplazaba el carrete de apertura de la válvula al ser accionado por el pilotaje externo de la misma se encontraba doblado y no estaba deslizando el carrete de apertura, por lo que la válvula estaba actuando como una válvula únicamente de acción directa, explicando el porqué la válvula requería de un taraje mínimo durante el ascenso de la carga que se convertía en una caída libre durante el descenso.

Figura 64. Obturador de pilotaje externo de válvula de frenado.



Este vástago se reemplazó por uno de acero endurecido que permitió el funcionamiento óptimo de la válvula ya que, durante el descenso con un único taraje establecido, la carga descendía a la misma velocidad con la que ascendía. Con esto se empezaron a realizar las pruebas de presión de arranque y de tiempo de giro. Para esto se inicia con el péndulo en posición vertical inferior y se activa la válvula direccional para permitir un poco más del primer cuarto de giro del péndulo; una vez pasa este primer cuarto, se desactiva la válvula y debido a la fuga interna del motor, la carga desciende muy lentamente hasta que llega a una posición horizontal, momento en el cual se reactiva la válvula y se observa la presión de arranque máxima. Igualmente, en ese instante se cronometraba el tiempo requerido para recorrer los primeros 60 grados del arranque pues es durante este ángulo recorrido que se observa la estabilización de la presión a la entrada del motor, además de que se supuso en el diseño mecánico que dicho ángulo se recorre en 1 segundo.

Tabla 14. Pruebas de arranque y tiempo de aceleración en 60 grados del giro.

Prueba	Presión de arranque [psi]	Tiempo de aceleración [s]
1	1850	0,62
2	1800	0,73

3	1830	0,65
4	1790	0,60
5	1750	0,64
6	1800	0,63
7	1800	0,81
8	1900	0,64
9	1850	0,59
10	1790	0,66
Promedio	1816	0,603

Figura 65. Presión al arranque (captura durante ensayo)



Con estos datos experimentales, se puede determinar el torque de arranque requerido mediante la siguiente fórmula.

$$T_{arranque} = J \times \alpha + T_{trabajo}$$

El valor de la inercia J es un valor ya determinado (389 lbf-in-s²). Durante los primeros ensayos del péndulo, en los cuales solo se giraba el brazo del péndulo sin ningún disco, se observó que el peso mismo de la barra no representaba una variación significativa de presión durante el giro. Sin embargo, durante el arranque su inercia no era completamente despreciable, por lo que en el primer término de la ecuación anterior se incluirá la inercia de la barra, pero en el segundo término asociado al peso de la barra no se tendrá en cuenta, únicamente el peso de los discos (dado que son la masa más significativa). Con esto dicho, la siguiente ecuación determina el valor de α en términos de del ángulo recorrido y el tiempo que le toma en recorrerlo.

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2} = \frac{2 \times \frac{\pi}{3}}{0,603^2} = 5,76 \text{ rad/s}^2$$

Cada disco tiene un peso de 107 libras (aproximadamente 48 kilogramos de fundición gris cada disco) y sus centros de masa se encuentran ubicados a 44 centímetros del centro de giro (dimensionamiento previamente explicado). Con esto se puede determinar el torque generado al arranque tanto por el peso de los componentes como por la inercia

$$T_{arranque} = 389(\text{lbf} - \text{in} - \text{s}^2) \times 5,76(\text{rad/s}^2) + 4 \times \left(107 \text{ lbf} \times \frac{44 \text{ cm}}{2,54 \frac{\text{cm}}{\text{in}}} \right)$$

$$T_{arranque} = 9318 \text{ lbf} - \text{in}$$

$$T_{arranque-motor} = \frac{9318}{R_p \times \eta_p} = \frac{9318}{25 \times 0,91} = 409,6 \text{ lbf} - \text{in}$$

El torque de arranque inicialmente determinado fue de 398 lbf-in y con esta respuesta experimental se tiene un error del 2,9%. Este error se puede explicar dado que la aceleración angular determinada en el proceso de diseño es significativamente diferente a la experimental. Sin embargo, la contribución de la aceleración angular es al torque inercial, el cual solo representa el 12% del torque total (páginas 38 y 39 del presente documento) por lo que esta diferencia no refleja un error mayor al 5% del torque asociado al diseño. La práctica de laboratorio y la guía de funcionamiento del banco estará basado en estas pruebas y se pueden encontrar en el anexo D del presente documento.

La eficiencia mecánica y volumétrica la podemos calcular teniendo en cuenta la tabla ofrecida por el catálogo del fabricante del motor presente en el anexo A de este documento.

La eficiencia volumétrica se obtiene interpolando entre 4 y 6 GPM (para 5 GPM que es lo que recibe el motor) de la tabla presente en la página 123 de este documento. Observamos que a baja presión el motor gira a una velocidad de 510,5 RPM, y a una presión de 1800 psi gira a una velocidad de 465 RPM, tenemos entonces lo siguiente:

$$\eta_{volumétrica} = \frac{465}{510,5} = 0,91 = 91\%$$

Para la eficiencia mecánica, teniendo en cuenta la presión promedio observada durante el arranque durante la práctica, en un caso ideal el torque capaz de ejercer a 1800 psi sería de:

$$T_{ideal} = \frac{C_m}{2\pi} \times \Delta P = \frac{2,2}{2\pi} \times 1800 = 630,25 \text{ lbf} - \text{in}$$

Sin embargo, el fabricante nos indica que el motor trabajando con una presión de 1800 psi e interpolando entre 4 y 6 GPM de caudal, es capaz de ejercer un torque de 495,5 lbf-in, por lo tanto:

$$\eta_{mecanica} = \frac{495,5}{630,25} = 0,78 = 78\%$$

Usando la eficiencia mecánica del motor podemos calcular el torque operación normal y el factor de arranque del motor hidráulico.

$$T_{operacion} = \frac{C_m}{2\pi} \times \Delta P * \eta_{mecanica} = \frac{2,2}{2\pi} \times 0,78 = 495,97 \text{ lbf} - \text{in}$$

$$T_{arranque-motor} = \emptyset * T_{operacion} \rightarrow \emptyset = \frac{T_{arranque-motor}}{T_{operacion}} = \frac{409,6}{495,97} = 0,83$$

Siendo \emptyset el factor de arranque del motor.

9. CONCLUSIONES

- Se logró el diseño conceptual y detallado de un banco de pruebas de motores hidráulicos con carga excéntrica que permite observar la diferencia entre requerimientos de arranque y funcionamiento continuo, y los efectos de una carga variable.
- Se corroboró la resistencia y rigidez de la estructura y los sistemas del banco a través de simulaciones en el software ANSYS utilizando la carga diseñada de funcionamiento.
- Se construyó e instaló la estructura del banco de pruebas en el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, junto con su sistema eléctrico e hidráulico para su correcto funcionamiento.
- Se elaboró una guía de funcionamiento y desarrollo de laboratorio para comprender los efectos de una carga variable sobre un sistema hidráulico.
- Al tenerse en funcionamiento de capacidad máxima el motor instalado en el banco de pruebas, en caso de probar un motor hidráulico de diferente capacidad se notará una diferencia en la velocidad y presión del sistema, donde disminuirá su presión y velocidad si es un tamaño más grande (superior a $2,2 \text{ in}^3/\text{rev}$), y aumentará su presión y velocidad si es más pequeño. Sin embargo, en cualquier instancia el concepto de funcionamiento a carga variable durante todo el giro prevalece, esto será evidenciable en la presión a la entrada del motor durante su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

CALVETE GONZALEZ, Andrés y GARCIA CASTILLO, Hermann. Banco de pruebas para motores oleohidráulicos: Diseño y construcción. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 1999.

EATON: Low Speed High Torque Motors. Publicación: E-MOLO-MC001-E9, 2018.

LAB-VOLT Ltd. Fundamentos de hidráulica. Quebec: Departamento de Publicaciones técnicas, 2003.

NIÑO SANCHEZ, Diego y QUINTERO VALBUENA, Oscar. Diseño y construcción de un reductor planetario de dos etapas. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2001.

PARADA CORRALES, Alfredo. Fatiga: Fisura progresiva. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 1990.

PILKEY, Walter y PILKEY, Deborah. Peterson's stress concentration factors. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008.

SARMIENTO, José Luis. Apuntes de clase de potencia fluida Prof. Abel Parada Corrales Ing. Mec. M.Sc. Bucaramanga, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander, 2017.

ANEXOS

ANEXO A. CATALOGO MOTOR EATON SERIE H

Low Speed, High Torque Motors

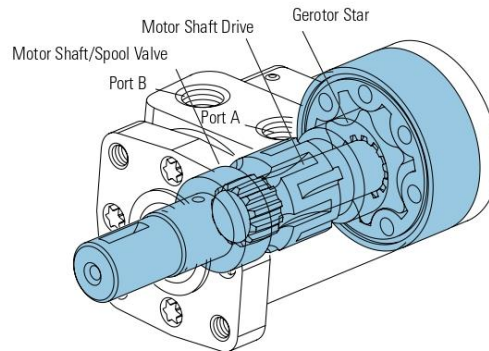
Spool Valve: J, H, S, T, and W Series
Disc Valve: 2,000, 4,000 Compact, Delta,
4,000, 6,000, and 10,000 Series
VIS: VIS 40, and VIS 45 Series



EATON
Powering Business Worldwide

H Series (101-)

Highlights



B-2

Features:

- Time-tested Char-Lynn drive set
- Three moving components (gerotor-star, drive, and shaft)
- Optimized drive running angle
- Three-zone pressure design (inlet, return and case)
- Variety of displacements, shafts and mounts
- Special options to meet customer needs

Benefits:

- High efficiency
- Powerful compact package
- Design flexibility
- Extended leak-free performance

Applications:

- Agricultural augers, harvesters, seeders
- Car wash brushes
- Food processing
- Railroad maintenance equipment
- Machine tools
- Conveyors
- Industrial sweepers and floor polishers
- Saw mill works
- Turf equipment
- Concrete and asphalt equipment
- Skid steer attachments
- Many more

Description

Designed for medium duty applications, these motors use industry-proven spool valve technology combined with state-of-the-art gerotors. In addition, a wide variety of mounting flanges, shafts, Ports and valving options provide design flexibility. Direction of shaft rotation and shaft speed can be controlled easily and smoothly throughout the speed range of the motor, and equipment can be driven direct, eliminating costly mechanical components.

Specifications

Gerotor Element	13 Displacements
Flow l/min [GPM]	57 [15] Continuous***
	76 [20] Intermittent**
Speed	Up to 1100 RPM
Pressure bar [PSI]	125 [1800] Cont.***
	165 [2400] Inter.**
Torque Nm [lb-in]	407 [3604] Cont.***
	520 [4600] Inter.**

*** Continuous— (Cont.) Continuous rating, motor may be run continuously at these ratings.

** Intermittent— (Inter.) Intermittent operation, 10% of every minute.



Conveyor



Combine



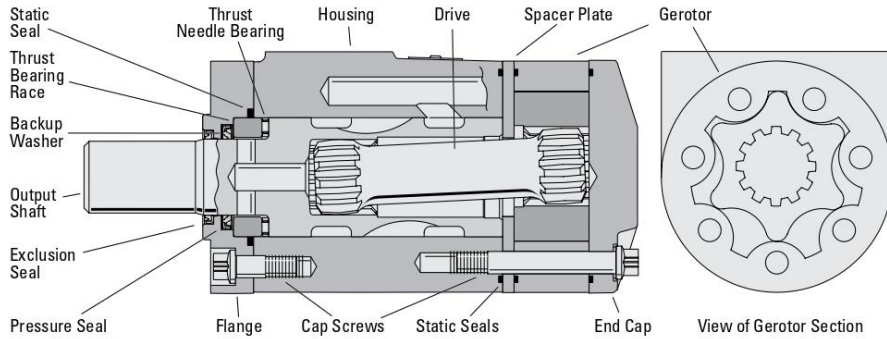
Sweeper



Salt and Sand Spreader

H Series (101-)

Specifications



SPECIFICATION DATA – H MOTORS

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	739 [45.1]	
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow		1021	969	953	760	585	469	385	353	304	243	192	152	74	
Flow LPM [GPM]	Continuous	38 [10]	45 [12]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	
	Intermittent	38 [10]	53 [14]	64 [17]	68 [18]	68 [18]	68 [18]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	
Torque Nm [lb-in]	Continuous	56 [497]	73 [650]	91 [802]	118 [1044]	155 [1368]	192 [1699]	221 [1954]	233 [2059]	265 [2343]	302 [2669]	351 [3110]	407 [3604]	389 [3440]	
	Intermittent	75 [668]	99 [876]	122 [1076]	158 [1401]	207 [1829]	257 [2278]	300 [2653]	319 [2824]	356 [3151]	415 [3671]	466 [4121]	484 [4283]	520 [4600]	
Min. Starting Torque @ Int. Pressure Nm [lb-in]	@ Cont. Pressure	46 [410]	59 [520]	76 [670]	95 [840]	124 [1100]	154 [1360]	176 [1560]	186 [1650]	211 [1870]	238 [2110]	282 [2500]	330 [2920]	316 [2800]	
	Intermittent	63 [560]	81 [720]	104 [920]	130 [1150]	171 [1510]	2102 [1860]	46 [2180]	262 [2320]	293 [2590]	339 [3000]	388 [3430]	408 [3610]	434 [3840]	
Pressure Δ Bar [Δ PSI]	Continuous	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	117 [1700]	114 [1650]	110 [1600]	100 [1450]	93 [1350]	86 [1250]	41 [600]	
	Intermittent	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	159 [2300]	155 [2250]	148 [2150]	138 [2000]	124 [1800]	103 [1500]	55 [800]	
End Ported Units Only															
Δ Bar [Δ PSI]	Cont. Pressure	83 [1200]	83 [1200]	76 [1100]	76 [1100]	76 [1100]	69 [1000]	69 [1000]	69 [1000]	62 [900]	55 [800]	48 [700]	57 [825]	27 [396]	
	Intermittent	117 [1700]	117 [1700]	110 [1600]	110 [1600]	110 [1600]	103 [1500]	103 [1500]	103 [1500]	91 [1400]	90 [1300]	83 [1200]	68 [990]	36 [528]	
Weight kg [lb]		5.1 [11.2]	5.1 [11.2]	5.2 [11.5]	5.2 [11.5]	5.4 [11.8]	5.5 [12.1]	5.6 [12.4]	5.7 [12.5]	5.8 [12.8]	6.0 [13.3]	6.3 [14.0]	6.7 [14.7]	8.4 [18.6]	

A simultaneous maximum torque and maximum speed NOT recommended.

Note:

To assure best motor life, run motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application to full load. Be sure motor is filled with fluid prior to any load applications.

Note:

Δ pressure is derated for end ported units.

Maximum Inlet Pressure:

172 Bar [2500 PSI] without regard to Δ Bar [Δ PSI] and/or back pressure ratings or combination thereof.

6B splined or Tapered shafts are recommended whenever operation above 282 NM [2500 lb-in] of torque, especially for those applications subject to frequent reversals.

Δ Pressure:

The true Δ bar [Δ PSI] difference between inlet port and outlet port

Continuous Rating:

Motor may be run continuously at these ratings

Intermittent Operation:

10% of every minute

Recommended Fluids:

Recommended Fluids — Premium quality, anti-wear type hydraulic oil. Minimum oil viscosity (at operating temperature) should be the highest of the following:

$$100 \text{ SUS or } \left[\frac{300 \times \text{Bar}}{\text{RPM}} = \text{SUS} \right]$$

$$\frac{20 \times \text{PSI}}{\text{RPM}} = \text{SUS}]$$

Recommended System Operating Temp.:

-34°C to 82°C [-30°F to 180°F]

Recommended Filtration:



per ISO Cleanliness Code 4406, level 20/18/13

H Series (101-)

Performance Data

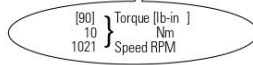
Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

 Continuous
 Intermittent

36 cm³/r [2.2 in³/r]
 Δ Pressure Bar [PSI]
 Continuous

	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	14	28	41	55	69	83	97	110	124	124	165
[2]	[49] 6	[103] 12	[162] 18	[189] 21	[270] 31	[325] 37	[379] 43	[432] 49	[489] 55	[650] 73	[2400] 165
7,6	204	201	198	194	189	184	177	170	162	122	
[4]	[47] 5	[106] 12	[160] 18	[191] 22	[274] 31	[327] 37	[384] 43	[439] 49	[495] 56	[654] 74	
15,1	408	407	402	399	394	387	381	373	365	323	
[6]	[44] 5	[102] 12	[158] 18	[188] 21	[272] 31	[328] 37	[383] 43	[440] 49	[496] 56	[661] 75	
22,7	613	612	609	604	599	591	586	576	565	523	
[8]	[40] 5	[97] 11	[153] 17	[184] 21	[270] 31	[326] 37	[383] 43	[440] 49	[497] 56	[668] 75	
30,3	817	817	814	807	799	793	785	776	762	721	
[10]	[36] 4	[90] 10	[148] 17	[180] 20	[265] 30	[322] 36	[380] 43	[438] 49	[495] 56	[664] 75	
Max. Continuous	1021	1021	1015	1008	1001	991	981	969	959	920	



46 cm³/r [2.8 in³/r]
 Δ Pressure Bar [PSI]
 Continuous

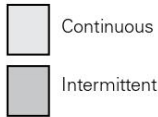
	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	14	28	41	55	69	83	97	110	124	124	165
[2]	[64] 7	[136] 15	[212] 24	[284] 32	[355] 40	[426] 46	[497] 56	[567] 64	[641] 72	[852] 96	[2400] 165
7,6	161	158	156	153	148	145	139	133	127	95	
[4]	[61] 7	[139] 16	[209] 24	[286] 32	[359] 41	[429] 46	[503] 57	[576] 65	[649] 73	[857] 97	
15,1	323	320	316	314	310	304	300	293	287	253	
[6]	[58] 7	[134] 15	[207] 23	[282] 32	[356] 40	[430] 49	[502] 57	[577] 65	[650] 73	[867] 98	
22,7	486	481	479	475	471	464	461	453	444	410	
[8]	[52] 6	[128] 14	[200] 23	[276] 31	[354] 40	[428] 48	[502] 57	[577] 65	[651] 74	[876] 99	
30,3	648	643	640	635	628	623	617	610	599	566	
[10]	[47] 5	[118] 13	[194] 22	[269] 30	[347] 39	[423] 48	[498] 56	[575] 65	[649] 73	[871] 98	
37,9	808	803	798	793	787	779	771	761	753	722	
[12]	[36] 4	[109] 12	[188] 21	[260] 29	[340] 38	[417] 47	[492] 56	[567] 64	[643] 73	[864] 98	
Max. Continuous	969	964	960	952	946	938	931	922	914	877	
[14]	[25] 3	[98] 11	[175] 20	[249] 28	[327] 37	[404] 46	[484] 55	[559] 63	[634] 72	[854] 96	
Max. Intermittent	53,0	1127	1123	1115	1108	1100	1093	1086	1079	1068	

H Series (101-)

Performance Data

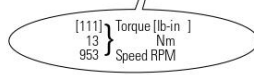
Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



59 cm³/r [3.6 in³/r]
Pressure Bar [PSI]
Continuous

	[200] 14	[400] 28	[600] 41	[800] 55	[1000] 69	[1200] 83	[1400] 97	[1600] 110	[1800] 124	[2400] 165		
Flow LPM [GPM]	[2] 7.6	[79] 9 127	[169] 19 125	[260] 29 123	[305] 34 121	[437] 49 117	[526] 59 114	[616] 70 109	[704] 80 103	[796] 90 96	[1055] 121 85	
	[4] 15.1	[76] 9 254	[168] 19 254	[257] 29 251	[307] 35 249	[441] 50 246	[529] 60 241	[620] 70 236	[710] 80 230	[800] 90 224	[1065] 120 193	
	[6] 22.7	[73] 8 381	[161] 18 381	[252] 28 380	[303] 34 377	[439] 50 373	[529] 60 368	[616] 70 364	[709] 80 358	[802] 90 349	[1069] 121 319	
	[8] 30.3	[64] 7 508	[151] 17 508	[243] 27 508	[294] 33 504	[428] 48 500	[519] 59 496	[609] 69 491	[701] 79 494	[794] 90 476	[1076] 122 446	
	[10] 37.9	[57] 6 635	[141] 16 635	[234] 26 634	[283] 32 630	[419] 47 626	[512] 58 621	[602] 68 614	[693] 78 608	[786] 89 601	[1071] 121 571	
	[12] 45.4	[45] 5 762	[131] 15 762	[227] 26 762	[274] 31 757	[409] 46 753	[505] 57 747	[593] 67 741	[684] 77 734	[778] 88 728	[1058] 120 694	
	[14] 53.0	[33] 4 889	[118] 13 889	[213] 24 887	[266] 30 882	[396] 45 877	[492] 56 872	[583] 66 866	[676] 76 860	[770] 87 851	[1055] 119 813	
	Max. Continuous	[29] 3 953	[111] 13 953	[205] 23 951	[260] 29 945	[389] 44 940	[486] 55 935	[576] 65 929	[670] 76 921	[765] 86 913	[1055] 119 872	
	Max. Intermittent	[20] 2 75.7	[17] 11 1080	[98] 11 1080	[192] 22 1077	[252] 28 1071	[377] 43 1067	[475] 54 1062	[567] 64 1055	[660] 75 1049	[757] 86 1040	



74 cm³/r [4.5 in³/r]
Pressure Bar [PSI]
Continuous



	[200] 14	[400] 28	[600] 41	[800] 55	[1000] 69	[1200] 83	[1400] 97	[1600] 110	[1800] 124	[2400] 165		
Flow LPM [GPM]	[2] 7.6	[103] 12 101	[220] 25 99	[339] 38 96	[454] 51 96	[569] 64 93	[685] 77 90	[801] 91 86	[916] 103 81	[1036] 117 76	[1373] 155 51	
	[4] 15.1	[99] 11 203	[219] 25 201	[335] 38 199	[457] 52 197	[574] 65 194	[689] 78 191	[808] 91 187	[925] 105 182	[1042] 118 177	[1386] 157 153	
	[6] 22.7	[94] 11 305	[210] 24 303	[328] 37 301	[451] 51 298	[571] 65 296	[689] 78 292	[805] 91 288	[924] 104 283	[1044] 118 276	[1392] 157 252	
	[8] 30.3	[86] 10 406	[196] 22 404	[319] 36 402	[438] 49 399	[558] 63 396	[676] 76 393	[793] 90 388	[913] 103 383	[1033] 117 377	[1401] 158 352	
	[10] 37.9	[74] 8 507	[183] 21 505	[310] 35 502	[422] 48 499	[545] 62 496	[667] 75 492	[784] 89 486	[903] 102 482	[1024] 116 476	[1394] 158 452	
	[12] 45.4	[58] 7 608	[171] 19 606	[295] 33 603	[408] 46 600	[533] 60 596	[657] 74 591	[773] 87 587	[891] 101 581	[1013] 114 576	[1377] 156 549	
	[14] 53.0	[43] 5 709	[154] 17 706	[277] 31 702	[396] 45 698	[515] 58 694	[640] 72 691	[760] 86 686	[880] 99 681	[1002] 113 674	[1374] 155 643	
	Max. Continuous	[36] 4 760	[145] 16 757	[268] 30 753	[387] 44 749	[506] 57 744	[632] 71 740	[750] 85 735	[873] 99 729	[996] 113 723	[1373] 155 690	
	Max. Intermittent	[20] 2 75.7	[14] 14 904	[121] 26 902	[233] 40 898	[351] 54 895	[482] 69 891	[609] 82 887	[725] 97 882	[856] 111 877	[981] 111 869	

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

 Continuous
 Intermittent

97 cm³/r [5.9 in³/r]
 Δ Pressure Bar [PSI]
 Continuous

	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	[14]	[28]	[41]	[55]	[69]	[83]	[97]	[110]	[124]	[1800]	[2400]
[2]	[134]	[292]	[442]	[593]	[746]	[899]	[1054]	[1209]	[1365]	[1806]	[2406]
7,6	15 78	33 76	50 75	67 73	84 71	102 71	119 65	137 61	154 55	154 55	204 33
[4]	[131]	[281]	[436]	[596]	[750]	[903]	[1059]	[1212]	[1367]	[1828]	[2407]
15,1	15 156	32 155	49 153	67 151	85 149	102 147	120 143	137 139	154 134	154 134	207 113
[6]	[126]	[269]	[425]	[588]	[747]	[900]	[1054]	[1206]	[1369]	[1823]	[2406]
22,7	14 234	30 233	46 231	66 230	84 228	102 224	119 221	136 217	155 210	155 210	206 189
[8]	[110]	[246]	[408]	[566]	[718]	[873]	[1023]	[1177]	[1339]	[1829]	[2407]
30,3	12 312	28 311	46 310	64 308	81 305	99 303	116 300	133 295	151 291	151 291	207 289
[10]	[96]	[231]	[392]	[539]	[699]	[859]	[1005]	[1156]	[1318]	[1821]	[2406]
37,9	11 390	26 389	44 387	61 385	79 383	97 380	114 376	131 373	149 368	149 368	206 346
[12]	[77]	[218]	[378]	[522]	[681]	[844]	[990]	[1142]	[1301]	[1792]	[2402]
45,4	9 468	25 467	43 465	59 463	77 460	95 457	112 453	129 449	147 445	147 445	202 421
[14]	[60]	[197]	[358]	[513]	[662]	[828]	[973]	[1131]	[1293]	[1776]	[2401]
53,0	7 546	22 544	40 542	58 539	75 537	94 535	110 531	128 526	146 521	146 521	201 499
[15]	[52]	[189]	[346]	[495]	[651]	[819]	[963]	[1126]	[1286]	[1778]	[2401]
Max. Continuous	6 585	21 583	39 581	56 578	74 575	93 573	109 569	127 564	145 559	145 559	201 536
Max. Intermittent	[20]	[25]	[1157]	[311]	[455]	[625]	[790]	[941]	[1110]	[1272]	[144]
75,7	3 701	18 700	35 697	51 694	71 691	89 688	106 684	125 681	144 674	144 674	

[189] } Torque [lb-in]
 21 } Nm
 583 } Speed RPM

120 cm³/r [7.3 in³/r]
 Δ Pressure Bar [PSI]
 Continuous

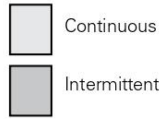
	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	[14]	[28]	[41]	[55]	[69]	[83]	[97]	[110]	[124]	[1800]	[2400]
[2]	[162]	[357]	[544]	[736]	[927]	[1116]	[1305]	[1498]	[1687]	[2231]	[2823]
7,6	18 62	40 61	61 61	83 59	105 58	126 55	147 53	169 49	191 45	191 45	252 26
[4]	[160]	[348]	[539]	[736]	[930]	[1119]	[1316]	[1506]	[1698]	[2268]	[2868]
15,1	18 125	39 124	61 123	83 121	105 120	126 119	149 116	170 114	192 110	192 110	256 90
[6]	[155]	[338]	[530]	[729]	[923]	[1116]	[1310]	[1500]	[1699]	[2271]	[2871]
22,7	18 188	38 187	60 186	82 185	104 183	126 180	148 178	169 175	192 170	192 170	257 152
[8]	[139]	[319]	[515]	[710]	[901]	[1094]	[1283]	[1476]	[1673]	[2278]	[2878]
30,3	16 250	36 250	58 249	80 247	102 245	124 243	145 241	167 237	189 233	189 233	257 216
[10]	[121]	[303]	[497]	[686]	[883]	[1081]	[1267]	[1460]	[1655]	[2268]	[2868]
37,9	14 313	34 312	56 311	78 309	100 308	122 306	143 302	165 300	187 296	187 296	256 278
[12]	[102]	[288]	[480]	[664]	[862]	[1060]	[1246]	[1440]	[1640]	[2232]	[2832]
45,4	12 375	33 374	54 373	75 371	97 370	120 367	141 365	163 361	185 358	185 358	252 338
[14]	[78]	[263]	[458]	[652]	[841]	[1041]	[1228]	[1420]	[1616]	[2213]	[2813]
53,0	9 438	30 437	52 435	74 433	95 431	118 430	139 427	160 423	183 419	183 419	250 401
[15]	[67]	[253]	[446]	[632]	[828]	[1030]	[1214]	[1411]	[1608]	[2205]	[2805]
Max. Continuous	8 469	29 468	50 466	71 464	94 462	116 460	137 458	159 454	182 450	182 450	249 430
Max. Intermittent	[20]	[20]	[202]	[384]	[581]	[778]	[971]	[1169]	[1356]	[1559]	[176]
75,7	2 626	23 624	43 621	66 618	88 617	110 614	132 611	153 609	176 606	176 606	

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



		146 cm ³ /r [8.9 in ³ /r]										Max. Continuous	Max. Intermittent
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous											
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1700]	[2300]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	117	159		
Flow LPM [GPM]	[2]	[198]	[435]	[664]	[897]	[1130]	[1361]	[1591]	[1827]	[1942]	[2611]		
	7,6	22	49	75	101	128	154	180	206	219	295		
		51	50	50	49	47	45	43	40	39	24		
	[4]	[196]	[424]	[657]	[898]	[1133]	[1365]	[1604]	[1836]	[1954]	[2648]		
	15,1	22	48	74	101	128	154	181	207	221	299		
		103	102	101	99	99	97	95	93	92	78		
	[6]	[189]	[412]	[646]	[889]	[1125]	[1361]	[1598]	[1829]	[1951]	[2653]		
	22,7	21	47	73	100	127	154	181	207	220	300		
		154	153	152	151	150	148	146	143	141	128		
	[8]	[169]	[389]	[628]	[866]	[1098]	[1333]	[1564]	[1799]	[1919]	[2649]		
30,3	19	44	71	98	124	151	177	203	217	299			
	205	205	204	203	201	200	197	195	193	180			
[10]	[148]	[369]	[605]	[836]	[1076]	[1318]	[1544]	[1780]	[1899]	[2789]			
37,9	17	42	68	94	122	149	174	201	215	315			
	257	256	255	253	252	251	248	246	244	231			
[12]	[125]	[351]	[586]	[810]	[1051]	[1293]	[1519]	[1756]	[1878]	[2606]			
45,4	14	40	66	92	119	146	172	198	212	294			
	308	307	306	305	303	301	299	296	295	281			
[14]	[95]	[321]	[558]	[795]	[1026]	[1290]	[1497]	[1731]	[1851]	[2580]			
53,0	11	36	63	90	116	146	169	196	209	292			
	359	358	357	355	354	352	350	347	346	331			
Max. Continuous	[15]	[82]	[308]	[544]	[771]	[1010]	[1256]	[1480]	[1720]	[1840]	[2569]		
	9	35	61	87	114	142	167	194	208	290			
	85	384	383	381	379	378	375	373	371	356			
Max. Intermittent	[20]	[24]	[246]	[468]	[708]	[948]	[1184]	[1425]	[1653]	[1780]			
	3	28	53	80	107	134	161	187	201				
	513	512	509	507	506	504	501	499	498				

		159 cm ³ /r [9.7 in ³ /r]										Max. Continuous	Max. Intermittent
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous											
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1650]	[2250]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	134	155		
Flow LPM [GPM]	[2]	[209]	[465]	[715]	[973]	[1228]	[1478]	[1724]	[1981]	[2046]	[2764]		
	7,6	24	53	81	110	139	167	195	224	231	312		
		47	46	46	45	44	42	40	38	37	23		
	[4]	[210]	[460]	[710]	[971]	[1229]	[1480]	[1745]	[1996]	[2059]	[2813]		
	15,1	24	52	80	110	139	167	197	226	233	318		
		94	94	93	91	91	90	89	87	87	76		
	[6]	[205]	[454]	[704]	[965]	[1216]	[1477]	[1738]	[1991]	[2055]	[2824]		
	22,7	23	51	80	109	137	167	196	225	232	319		
		141	141	140	139	138	136	134	132	132	119		
	[8]	[186]	[440]	[693]	[951]	[1205]	[1461]	[1716]	[1973]	[2038]	[2808]		
30,3	21	50	78	107	136	165	194	223	230	317			
	188	188	187	186	185	183	181	179	178	166			
[10]	[164]	[422]	[671]	[930]	[1189]	[1451]	[1702]	[1965]	[2032]	[2789]			
37,9	19	48	76	105	134	164	192	219	230	315			
	235	234	234	232	232	230	228	226	225	213			
[12]	[144]	[404]	[652]	[900]	[1163]	[1421]	[1674]	[1937]	[2004]	[2770]			
45,4	16	46	74	102	131	161	189	219	226	313			
	282	281	281	279	279	277	275	273	272	260			
[14]	[109]	[374]	[623]	[883]	[1140]	[1396]	[1653]	[1900]	[1963]	[2727]			
53,0	12	42	70	100	129	158	187	215	222	308			
	330	329	328	327	325	323	322	319	319	306			
Max. Continuous	[15]	[92]	[359]	[612]	[861]	[1123]	[1381]	[1633]	[1886]	[1950]	[2712]		
	10	41	69	97	127	156	185	213	220	306			
	353	352	351	350	348	347	345	343	342	330			
Max. Intermittent	[20]	[26]	[268]	[510]	[772]	[1034]	[1290]	[1553]	[1802]	[1865]			
	3	30	58	87	117	146	175	204	211				
	471	470	467	465	464	462	460	458	458				



H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

Continuous
 Intermittent

B-2

		185 cm ³ /r [11.3 in ³ /r]										Max. Continuous	Max. Intermittent	
		Δ Pressure Bar [PSI]												
		Continuous												
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2000]			
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	138			
Flow LPM [GPM]	[2]	[257]	[554]	[847]	[1150]	[1447]	[1739]	[2035]	[2320]	[2605]	[2890]	[3175]	[3460]	
	7,6	29	63	96	130	163	196	230	262	295	328	361	394	
	15,1	[4]	[254]	[546]	[845]	[1145]	[1448]	[1744]	[2049]	[2343]	[2637]	[2931]	[3225]	[3519]
		15,1	29	62	95	129	164	197	232	265	299	332	365	398
	22,7	[6]	[246]	[540]	[834]	[1137]	[1434]	[1736]	[2036]	[2337]	[2637]	[2937]	[3237]	[3537]
		22,7	28	61	94	128	162	196	230	264	298	332	366	400
	30,3	[8]	[224]	[520]	[820]	[1117]	[1414]	[1716]	[2014]	[2315]	[2615]	[2915]	[3215]	[3515]
		30,3	25	59	93	126	160	194	228	262	296	330	364	398
	37,9	[10]	[202]	[499]	[793]	[1095]	[1394]	[1699]	[1997]	[2299]	[2599]	[2899]	[3199]	[3499]
		37,9	23	56	90	124	158	192	226	260	294	328	362	396
45,4	[12]	[176]	[475]	[767]	[1063]	[1368]	[1664]	[1969]	[2268]	[2568]	[2868]	[3168]	[3468]	
	45,4	20	54	87	120	155	188	222	256	290	324	358	392	
53,0	[14]	[140]	[443]	[735]	[1035]	[1340]	[1637]	[1936]	[2227]	[2527]	[2827]	[3127]	[3427]	
	53,0	16	50	83	117	151	185	219	252	286	320	354	388	
Max. Continuous	[15]	[120]	[425]	[719]	[1014]	[1320]	[1618]	[1914]	[2205]	[2505]	[2805]	[3105]	[3405]	
	56,8	14	48	81	115	149	183	216	249	282	315	348	381	
Max. Intermittent	[20]	[27]	[321]	[612]	[911]	[1211]	[1504]	[1795]						
	75,7	3	36	69	103	137	170	203						

		231 cm ³ /r [14.1 in ³ /r]										Max. Continuous	Max. Intermittent	
		Δ Pressure Bar [PSI]												
		Continuous												
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2000]			
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	138			
Flow LPM [GPM]	[2]	[338]	[707]	[1074]	[1456]	[1827]	[2192]	[2572]	[2957]	[3347]	[3737]	[4127]	[4517]	
	7,6	38	80	121	165	206	248	291	334	377	420	463	506	
	15,1	[4]	[328]	[695]	[1076]	[1447]	[1827]	[2201]	[2577]	[2959]	[3341]	[3723]	[4105]	[4487]
		15,1	37	79	122	163	206	249	291	332	374	416	458	500
	22,7	[6]	[317]	[687]	[1057]	[1434]	[1811]	[2186]	[2555]	[2950]	[3345]	[3740]	[4135]	[4530]
		22,7	36	78	119	162	205	247	289	329	370	411	452	493
	30,3	[8]	[289]	[659]	[1038]	[1406]	[1777]	[2160]	[2531]	[2925]	[3315]	[3705]	[4095]	[4485]
		30,3	33	74	117	159	201	244	286	327	369	411	453	495
	37,9	[10]	[265]	[631]	[1004]	[1381]	[1751]	[2131]	[2510]	[2902]	[3290]	[3678]	[4066]	[4454]
		37,9	30	71	113	156	198	241	284	324	364	404	444	484
45,4	[12]	[230]	[599]	[968]	[1345]	[1722]	[2088]	[2480]	[2871]	[3261]	[3651]	[4041]	[4431]	
	45,4	26	68	109	152	195	236	280	320	360	400	440	480	
53,0	[14]	[191]	[563]	[927]	[1299]	[1686]	[2058]	[2428]	[2819]	[3209]	[3599]	[3989]	[4379]	
	53,0	22	64	105	147	190	233	274	314	354	394	434	474	
Max. Continuous	[15]	[167]	[538]	[904]	[1279]	[1661]	[2030]	[2404]	[2793]	[3182]	[3571]	[3960]	[4349]	
	56,8	24	71	112	155	198	241	284	324	364	404	444	484	
Max. Intermittent	[20]	[29]	[411]	[785]	[1152]	[1520]	[1877]	[2222]	[2318]					
	75,7	3	32	61	89	122	155	188	221					

[538]
 61
 243



 } Torque [lb-in]
 Nm
 Speed RPM

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

 Continuous
 Intermittent

		293 cm ³ /r [17.9 in ³ /r]								Max. Continuous	Max. Intermittent
		Δ Pressure Bar [PSI]									
		Continuous									
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1350]	[1800]		
		14	28	41	55	69	83	93	124		
Flow LPM [GPM]	[2]	[427]	[893]	[1361]	[1829]	[2293]	[2672]	[2977]			
	7,6	48	101	154	207	259	302	336			
		26	25	25	24	22	16	13			
	[4]	[419]	[886]	[1362]	[1833]	[2305]	[2771]	[3110]	[4107]		
	15,1	47	100	154	207	260	313	351	464		
		51	51	51	50	49	47	44	22		
	[6]	[402]	[872]	[1342]	[1819]	[2291]	[2757]	[3098]	[4121]		
	22,7	45	99	152	206	259	312	350	466		
		77	77	76	76	74	71	68	54		
	[8]	[367]	[838]	[1316]	[1785]	[2252]	[2723]	[3070]	[4086]		
	30,3	41	95	149	202	254	308	347	462		
	102	102	102	101	100	98	95	84			
[10]	[332]	[803]	[1276]	[1749]	[2215]	[2684]	[3034]	[4061]			
37,9	38	91	144	198	250	303	343	459			
	128	128	128	127	126	123	120	108			
[12]	[289]	[760]	[1230]	[1706]	[2177]	[2634]	[2989]	[4012]			
45,4	33	86	139	193	246	298	338	453			
	153	153	153	153	151	149	146	135			
[14]	[241]	[712]	[1176]	[1650]	[2126]	[2592]	[2935]	[3963]			
53,0	27	80	133	186	240	293	332	448			
	179	179	179	179	177	175	172	161			
[15]	[211]	[683]	[1149]	[1623]	[2096]	[2558]	[2905]	[3914]			
Max. Continuous	24	77	130	183	237	289	328	442			
	192	192	192	191	190	188	185	174			
[20]	[43]	[527]	[1001]	[1463]	[1919]	[2375]	[2720]				
Max. Intermittent	5	60	113	165	217	268	307				
	256	256	255	255	254	252	249				

		370 cm ³ /r [22.6 in ³ /r]								Max. Continuous	Max. Intermittent			739 cm ³ /r [45.1 in ³ /r]				Max. Continuous	Max. Intermittent
		Δ Pressure Bar [PSI]												Δ Pressure Bar [PSI]					
		Continuous												Continuous					
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1250]	[1500]			[200]	[400]	[600]	[800]				
		14	28	41	55	69	83	86	103			14	28	41	55				
Flow LPM [GPM]	[2]	[537]	[1121]	[1715]	[2285]	[2862]						[1080]	[2250]	[3440]	[4570]				
	7,6	61	127	194	258	323						122	254	389	516				
		20	20	20	19	16						10	10	10	9				
	[4]	[532]	[1123]	[1715]	[2308]	[2893]	[3467]	[3604]	[4274]			[1070]	[2250]	[3440]	[4600]				
	15,1	60	127	194	261	327	392	407	483			121	254	389	520				
		40	40	40	39	38	36	35	27			20	20	19	18				
	[6]	[508]	[1100]	[1693]	[2294]	[2884]	[3458]	[3598]	[4283]			[1020]	[2200]	[3390]	[4590]				
	22,7	57	124	191	259	326	391	407	484			115	249	383	519				
		61	61	61	60	58	55	53	47			30	30	29	27				
	[8]	[463]	[1060]	[1661]	[2255]	[2840]	[3414]	[3557]	[4254]			[945]	[2135]	[3330]	[4515]				
	30,3	52	120	188	255	321	386	402	481			107	241	376	510				
	81	81	81	80	79	76	74	68			40	40	39	37					
[10]	[414]	[1017]	[1613]	[2203]	[2788]	[3363]	[3506]	[4212]			[840]	[2050]	[3250]	[4430]					
37,9	47	115	182	249	315	380	396	476			95	232	367	501					
	101	101	101	101	99	96	94	88			50	50	48	46					
[12]	[363]	[960]	[1553]	[2152]	[2737]	[3305]	[3446]	[4152]			[740]	[1945]	[3130]	[4320]					
45,4	41	108	175	243	309	373	389	469			84	220	354	488					
	121	121	121	119	116	115	115	109			60	59	58	55					
[14]	[303]	[897]	[1484]	[2086]	[2667]	[3246]	[3386]	[4092]			[630]	[1820]	[3005]	[4195]					
53,0	34	101	168	236	301	367	383	462			71	206	340	474					
	142	142	142	142	140	137	136	130			69	68	68	66					
[15]	[266]	[862]	[1452]	[2050]	[2630]	[3206]	[3347]	[4054]			[540]	[1735]	[2905]	[4130]					
Max. Continuous	30	97	164	232	297	362	378	458			61	196	328	467					
	152	152	152	152	150	148	147	140			74	74	73	72					
[20]	[61]	[671]	[1269]	[1847]	[2410]	[2987]	[3119]				[143]	[1350]	[2565]	[3705]					
Max. Intermittent	7	76	143	209	272	337	352				16	153	290	419					
	202	202	202	202	202	199	198				99	98	97	96					

[862] } Torque [lb-in]
 97 } Nm
 152 } Speed RPM

H Series (101-)

Dimensions

(Refer to pages B-4-19 thru B-4-22 for shaft and port dimensions.)

Standard Rotation Viewed from Shaft End

Port A Pressurized — CW
Port B Pressurized — CCW

Note:

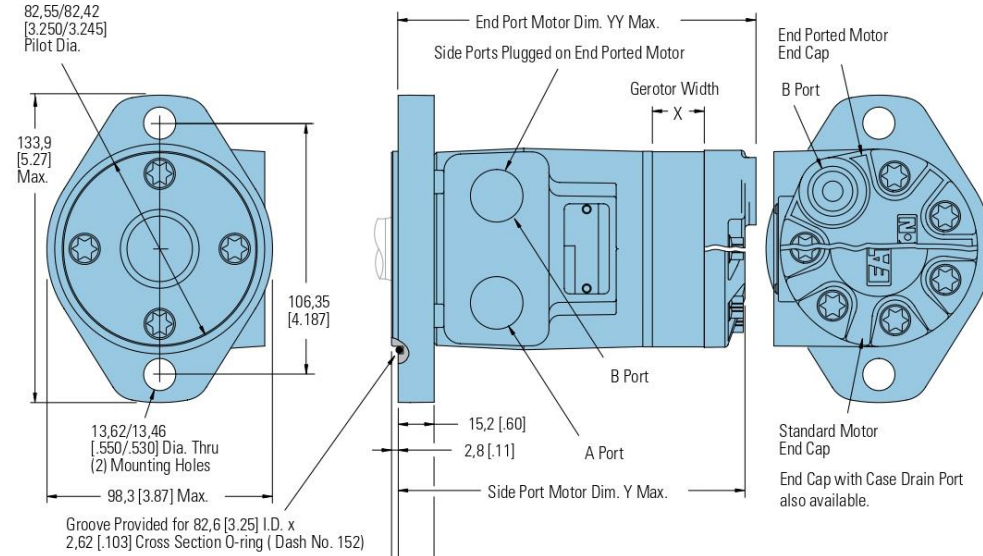
Mounting surface flatness requirement is ∇ , 13 mm [0.005 inch] Max.

Note:

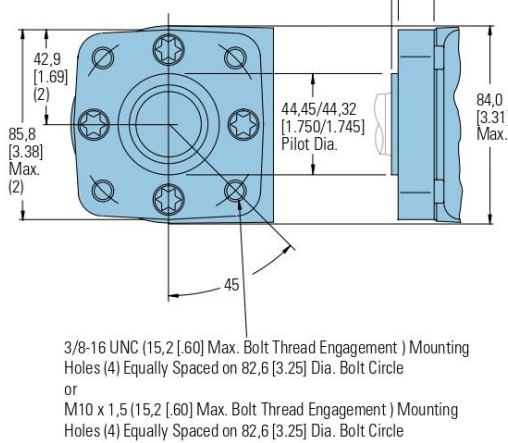
End ported motor pressure is derated. Reference page B-2-2 for ratings.

B-2

2 Bolt Flange



4 Bolt Flange



2 AND 4 BOLT FLANGE

Displacement cm ³ /r [in ³ /r]	X mm [inch]	Y mm [inch]	YY mm [inch]
36 [2.2]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
46 [2.8]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
59 [3.6]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
74 [4.5]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
97 [5.9]	13,2 [.52]	139,0 [5.47]	145,3 [5.72]
120 [7.3]	16,5 [.65]	142,3 [5.60]	148,6 [5.85]
146 [8.9]	20,1 [.79]	145,8 [5.74]	152,2 [5.99]
159 [9.7]	21,9 [.86]	147,6 [5.81]	154,0 [6.06]
185 [11.3]	25,4 [1.00]	151,2 [5.95]	157,5 [6.20]
231 [14.1]	31,8 [1.25]	157,5 [6.20]	
293 [17.9]	40,4 [1.59]	166,2 [6.54]	
370 [22.6]	50,8 [2.00]	176,6 [6.95]	
739 [45.1]	101,6 [4.00]	227,4 [8.95]	

H Series (101-)

Product Numbers

Use digit prefix —101- plus four digit number from charts for complete product number—Example 101-1001. Orders will not be accepted without three digit prefix.

2 Bolt Flange

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/Woodruff key	7/8-14 O-Ring	101-1700	-1033	-1701	-1034	-1035	-1702	-1703	-1036	-1037	-1038	-1039	-1040	—
	1/2 NPTF	101-1704	-1025	-1705	-1026	-1027	-1706	-1707	-1028	-1029	-1030	-1031	-1032	—
	Manifold*	101-1708	-1041	-1709	-1042	-1043	-1710	-1711	-1044	-1045	-1046	-1047	-1048	—
1 in. SAE 6B Splined	7/8-14 O-Ring	101-1721	-1081	-1722	-1082	-1083	-1723	-1724	-1084	-1085	-1086	-1087	-1088	—
	1/2 NPTF	101-1725	-1073	-1726	-1074	-1075	-1727	-1728	-1076	-1077	-1078	-1079	-1080	—
	Manifold*	101-1729	-1089	-1730	-1090	-1091	-1731	-1732	-1092	-1093	-1094	-1095	-1096	—
1 in. Straight w/ .31 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1796	-1797	-1798	-1799	-1800	-1801	-1802	-1803	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1804	-1805	-1806	-1807	-1808	-1809	-1810	—	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1811	-1812	-1813	-1814	-1815	-1816	-1817	-1818	—	—	—	—	—
1 in. Straight w/ .40 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1819	-1323	-1820	-1324	-1325	-1821	-1822	-1326	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1823	-1319	-1824	-1320	-1825	-1826	-1827	-1828	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1829	-1463	-1830	-1831	-1832	-1833	-1834	-1871	—	—	—	—	—

4 Bolt Flange

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/ Woodruff key O-Ring	7/8-14 O-Ring	101-1749	-1009	-1750	-1010	-1011	-1751	-1752	-1012	-1013	-1014	-1015	-1016	—
	1/2 NPTF	101-1753	-1001	-1754	-1002	-1003	-1755	-1756	-1004	-1005	-1006	-1007	-1008	—
	Manifold*	101-1757	-1017	-1758	-1018	-1019	-1759	-1760	-1020	-1021	-1022	-1023	-1024	—
1 in. SAE 6B Splined	7/8-14 O-Ring	101-1761	-1057	-1762	-1058	-1059	-1763	-1764	-1060	-1061	-1062	-1063	-1064	—
	1/2 NPTF	101-1764	-1049	-1765	-1050	-1051	-1766	-1767	-1052	-1053	-1054	-1055	-1056	—
	Manifold*	101-1768	-1065	-1769	-1066	-1067	-1770	-1771	-1068	-1069	-1070	-1071	-1072	—
1 in. Straight w/ .31 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1835	-1836	-1837	-1838	-1839	-1840	-1841	-1842	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1843	-1497	-1844	-1449	-1352	-1845	-1846	-1847	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1848	-1466	-1849	-1459	-1850	-1851	-1852	-1853	—	—	—	—	—
1 in. Straight w/ .40 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1854	-1311	-1855	-1856	-1857	-1858	-1859	-1860	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1861	-1313	-1862	-1312	-1314	-1863	-1864	-1315	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1865	-1305	-1866	-1306	-1307	-1867	-1868	-1869	—	—	—	—	—

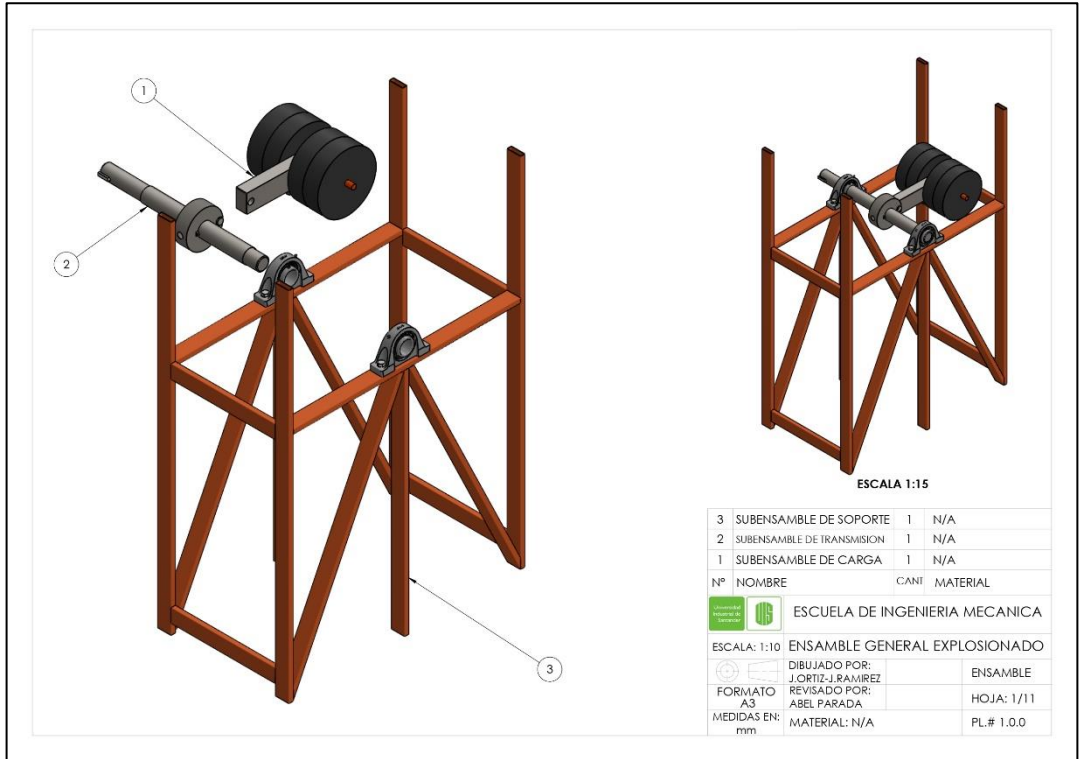
4 Bolt Flange with Corrosion Protection

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/ Woodruff Key	1/2 NPTF	101-2032	-2014	-2093	-2027	-2013	-2094	-2095	-2015	-2028	-2029	-2030	-2031	—
	Manifold*		-2067							-2068	-2069			

*Manifold product numbers shown are for motors with four 5/16-18 port face mounting threads. Manifold, manifold mounting O-Rings and bolts are NOT included.

For H Series Motors with a configuration Not Shown in the charts above: Use the model code system on page B-2-11 to specify the product in detail.

ANEXO B. PLANOS

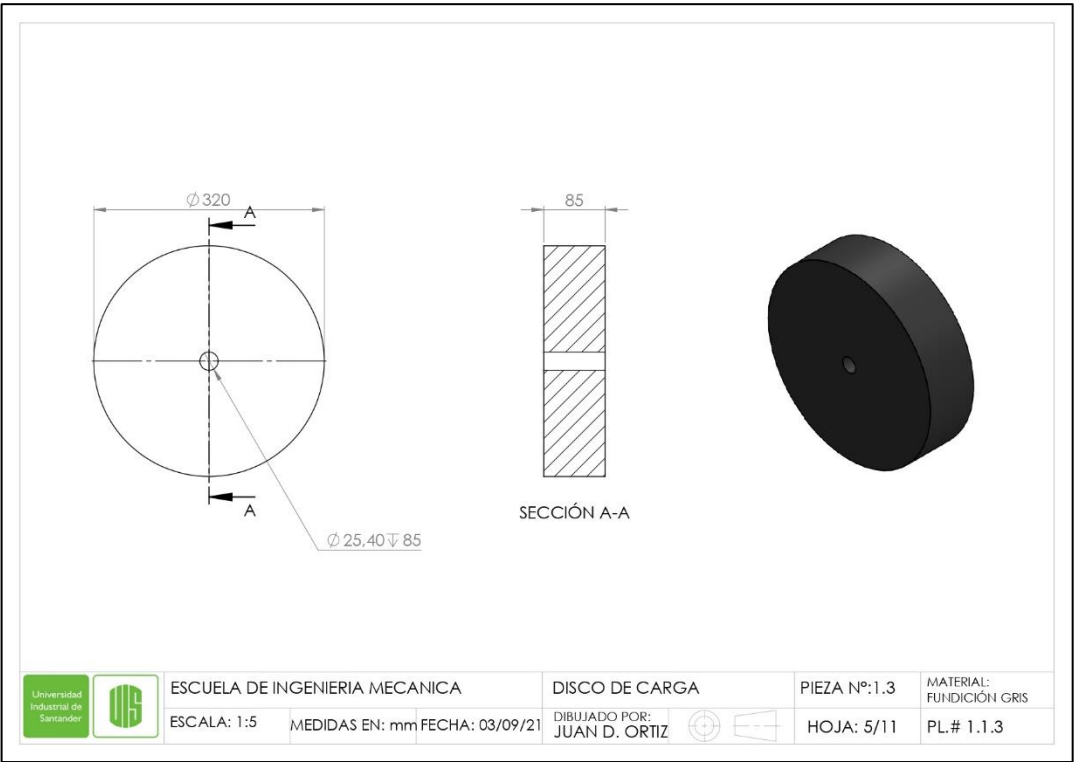
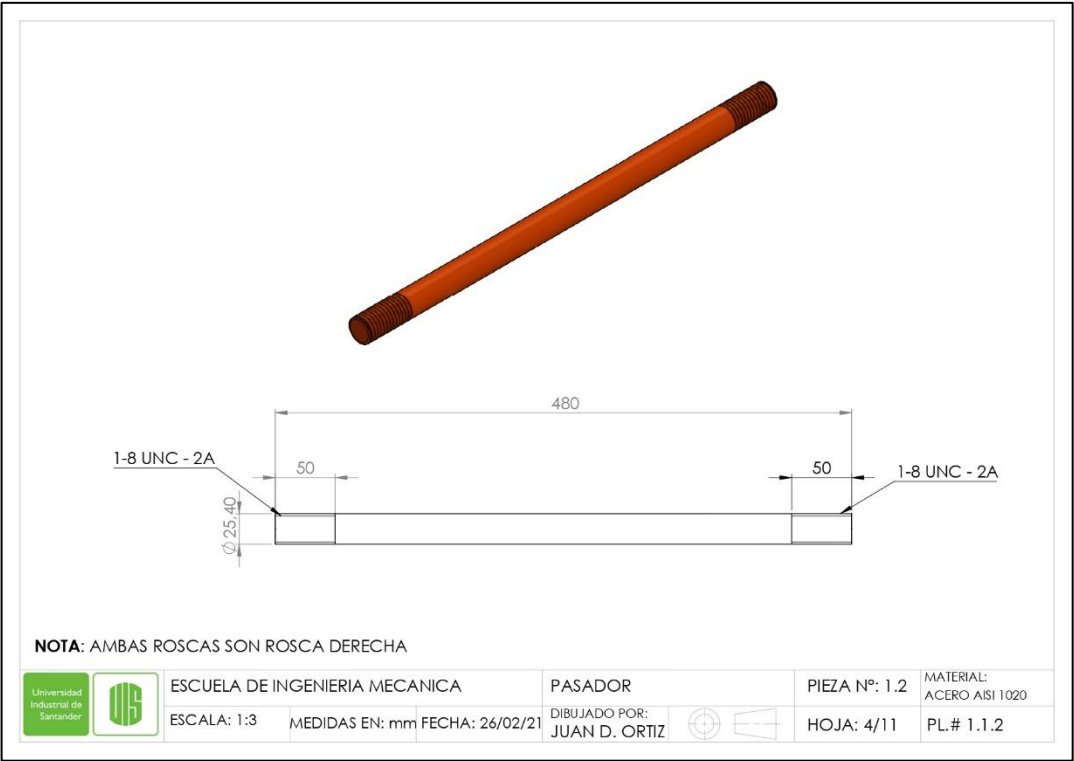


3	DISCO DE CARGA	4	FUNDICIÓN GRIS
2	PASADOR	1	ACERO AISI 1020
1	BRAZO PÉNDULO	1	ACERO A36
Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA: 1:5 SUB ENSAMBLE DE CARGA			
DIBUJADO POR: J.ORTIZ-J.RAMIREZ		SUB ENSAMBLE 1	
REVISADO POR: ABEL PARADA		HOJA: 2/11	
FORMATO A3	MATERIAL: N/A		PL.# 1.1.0
MEDIDAS EN: mm			

ESCALA 1:8

VISTA ISOMÉTRICA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		BRAZO PÉNDULO		PIEZA Nº: 1.1	MATERIAL: ACERO A36
ESCALA: 1:4	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 03/09/21	DIBUJADO POR: JUAN D. ORTIZ	HOJA: 3/11	PL.# 1.1.1



7	CUÑA DE ACOPLE ARÁÑA	1	ACERO AISI 1045
6	CUÑA DE CUBO	1	ACERO AISI 1045
5	TORNILLO PRISONERO	1	M16 X 2.0 - 6h
4	ANILLO SEGGER	2	DIN 471-32X1.5
3	EJE DE TRANSMISION	1	ACERO AISI 1045
2	CUBO DE TRANSMISION	1	ACERO AISI 1045
1	ACOPLE DE CUBO	1	ACERO AISI 1045

Nº	NOMBRE	CANT	MATERIAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA: 1:5 SUB ENSAMBLE DE TRANSMISION			
DIBUJADO POR: J.ORTIZ-J.RAMIREZ		SUBENSAMBLE 2	
FORMATO A3		HOJA: 6/11	
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: N/A PL.# 1.2.0	

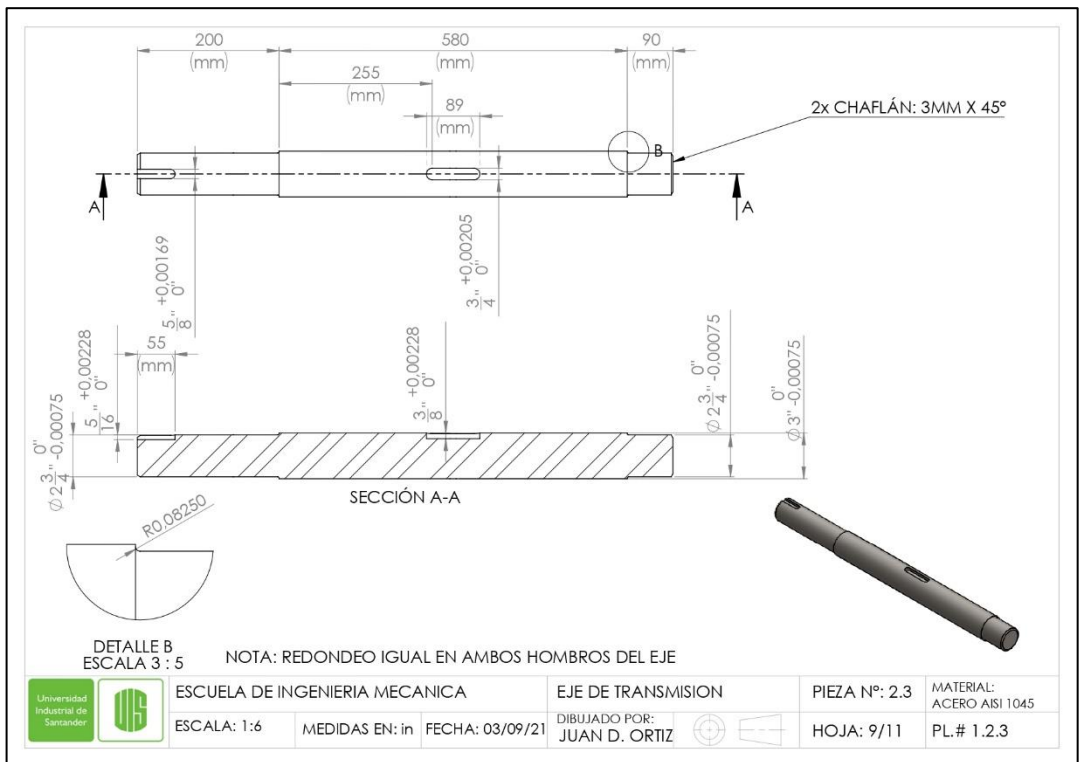
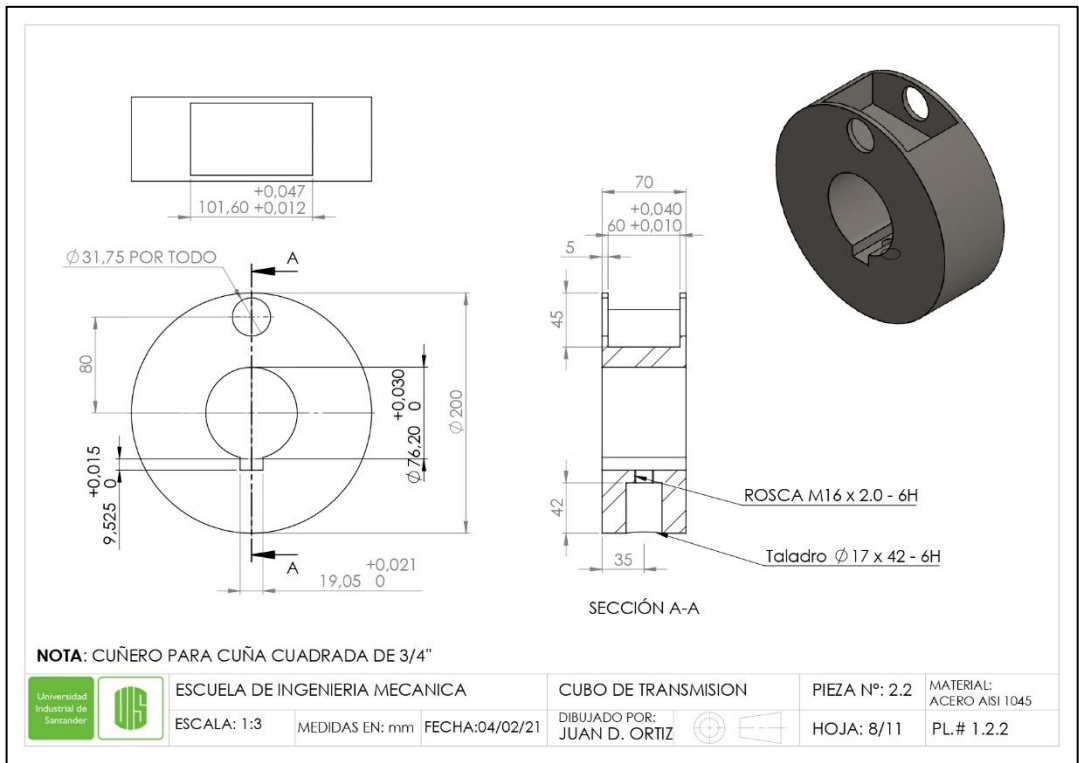
VISTA ISOMÉTRICA

5 83 5

0
-0.02
∅ 31.75

RANURA ANILLO
DIN 417-32X1,5

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		ACOPLE DE CUBO		PIEZA Nº: 2.1		MATERIAL: ACERO AISI 1045	
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/09/21	DIBUJADO POR: JUAN D. ORTIZ		HOJA: 7/11	PL.# 1.2.1	



ESCALA 1:20

3	TORNILLO DE CHUMACERA	4	3/4-10 UNC-2A X 2.5
2	CHUMACERA	2	UCP 214-44 FBJ
1	ESTRUCTURA	1	ACERO A36
Nº	NOMBRE	CANT.	MATERIAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA: 1:10 SUBENSAMBLE DE ESTRUCTURA			
DIBUJADO POR: J.ORTIZ-L.RAMIREZ		SUBENSAMBLE 2	
FORMATO A3		HOJA: 10/11	
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: N/A	
		PL.# 1.3.0	

TALADRO PARA TORNILLO 3/4-10-2A X 2.5

450

DETALLE B
ESCALA 1:10

1315 620 1985,000 1280

730,5 580 1300,5 1096

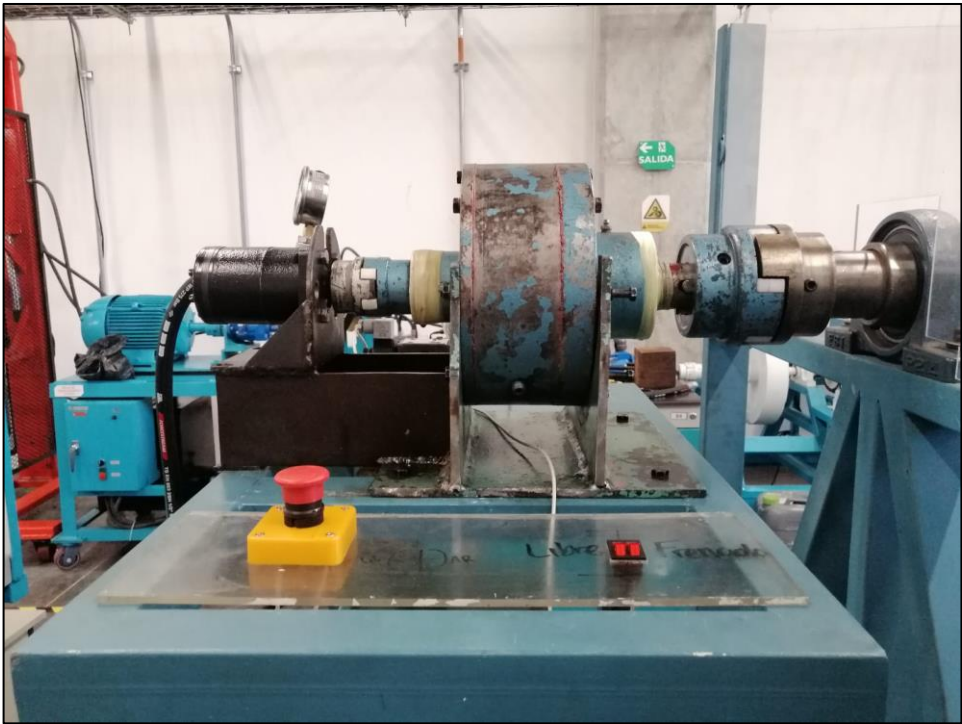
ESCALA 1:20

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA: 1:20 ESTRUCTURA			
DIBUJADO POR: JUAN D. RAMIREZ		PIEZA Nº: 3.1	
FORMATO A3		HOJA: 11/11	
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: ACERO A36	
		PL.# 1.3.1	

NOTA: ESTRUCTURA CONSTRUIDA CON TUBO ESTRUCTURAL CALIBRE 16 DE SECCIÓN 80X40 mm

ANEXO C. MONTAJE DE BANCO







ANEXO D. MANUAL DE OPERACIONES Y PRUEBAS



Formación para la Investigación
Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería
Fisicomecánicas
Universidad Industrial de Santander
Construimos Futuro

BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES HIDRAULICOS CON CARGA VARIABLE

Objetivos

- Comprender el circuito hidráulico establecido para lograr el movimiento de una carga excéntrica.
- Observar la diferencia entre el arranque y el funcionamiento normal del sistema hidráulico de carga variable.

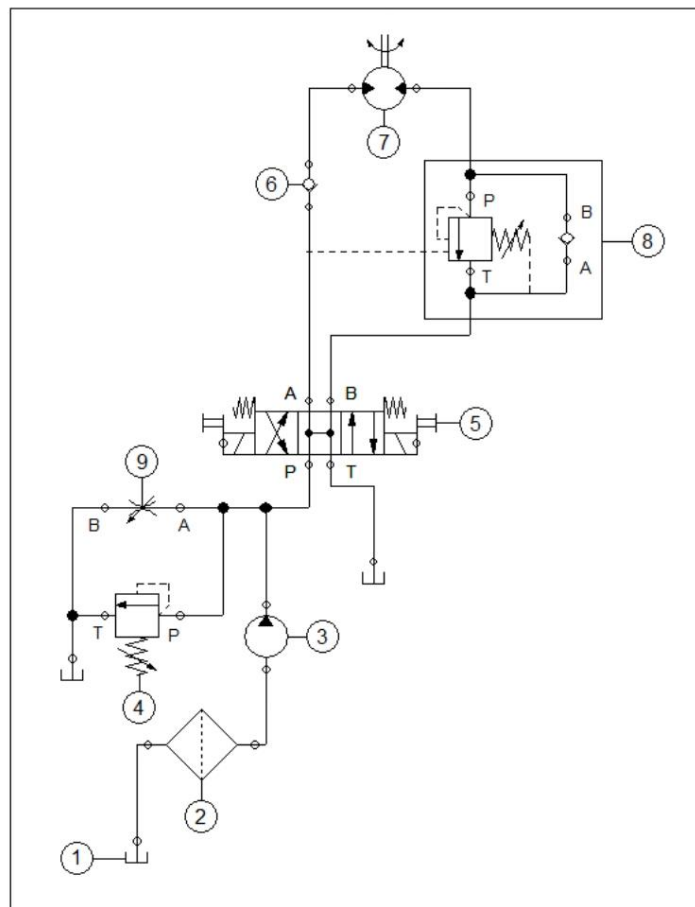
Equipos

- Banco de pruebas para motores hidráulicos.
- Manómetro de 2500 psi.
- Cronómetro.

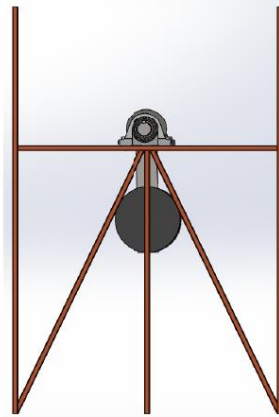
Procedimiento

- Verifique que el circuito hidráulico esté correctamente configurado.
- Asegúrese que la válvula direccional se encuentre en posición central.
- Encienda el motor eléctrico.
- Cambie la posición de la válvula direccional para iniciar el movimiento de la carga.
- Una vez la carga supere el primer cuarto del giro (90°) devuelva la válvula a posición central y permita que la carga caiga lentamente debido a la fuga interna del motor hidráulico.
- Al llegar la carga a posición horizontal, accione nuevamente la válvula direccional, estando atento al pico de presión alcanzado durante el arranque.
- Mida el tiempo que le toma al motor hidráulico elevar la carga desde su posición horizontal hasta 60° por encima de ella.
- Realice esta medición 3 veces en total.

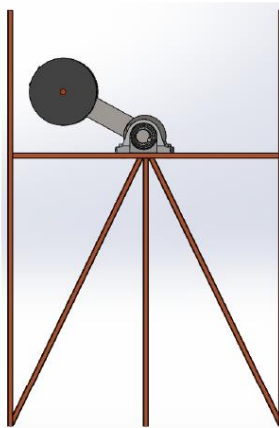
- Al momento de terminar la práctica, procure dejar la posición final del péndulo en los primeros o últimos 30° de su posición vertical inferior.
- Apague el motor eléctrico.
- Tener en cuenta que durante cualquier punto del procedimiento habrá un botón de apagado de emergencia para cesar el funcionamiento del banco.



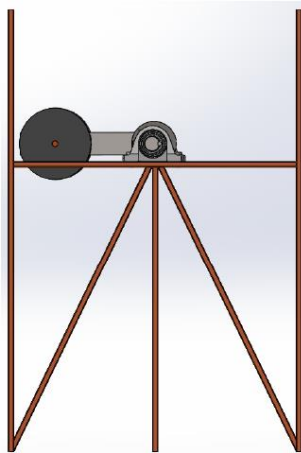
Posición vertical inferior



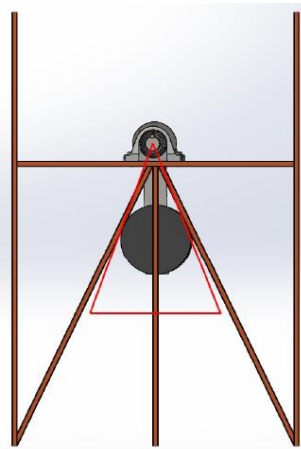
Posición de detenimiento para preparar prueba



Posición de arranque horizontal.



Área ideal de la barra para detener el banco tras terminar la práctica





Preguntas

Tome el promedio de las medidas de tiempo obtenidas en recorrer 60° de giro desde su posición horizontal y calcule el torque de arranque del motor haciendo uso de la siguiente formula:

$$T = J * \frac{2 * \theta}{t^2}$$

Sabiendo que J = 389 lb-f*in*s^2 y que cada disco de la carga del péndulo se encuentra a 44 cm del centro del eje y pesa 107 lb.

Seleccione el motor del catálogo teniendo en cuenta las presiones observadas y el torque calculado durante el arranque, sabiendo que la presión obtenida al arranque es la presión continua de funcionamiento, al igual que su torque.

SPECIFICATION DATA – H MOTORS

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]	36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	739 [45.1]
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow	1021	969	953	760	585	469	385	353	304	243	192	152	74
Flow LPM [GPM]	Continuous 38 [10]	45 [12]	57 [15]	64 [17]	74 [15]	88 [18]	103 [15]	117 [15]	133 [15]	150 [15]	170 [15]	190 [15]	210 [15]
Torque Nm [lb-in]	Continuous 56 [497]	73 [650]	91 [802]	118 [1044]	155 [1368]	192 [1699]	221 [1954]	233 [2059]	265 [2343]	302 [2669]	351 [3110]	407 [3604]	389 [3440]
	Intermittent 75 [668]	99 [876]	122 [1076]	158 [1401]	207 [1829]	257 [2278]	300 [2653]	319 [2824]	356 [3151]	415 [3671]	466 [4121]	484 [4283]	520 [4600]
Min. @ Cont. Pressure	46	59	76	95	124	154	176	186	211	238	282	330	316
Starting Torque @ Int. Pressure	63 [1410]	81 [520]	104 [670]	130 [840]	171 [1100]	212 [1360]	246 [1560]	282 [1650]	293 [1870]	339 [2110]	388 [2500]	408 [2920]	434 [2800]
Nm [lb-in]	560 [560]	720 [720]	920 [920]	1150 [1150]	1510 [1510]	1860 [1860]	2180 [2180]	2320 [2320]	2590 [2590]	3000 [3000]	3430 [3430]	3610 [3610]	3840 [3840]
Pressure ΔBar	Continuous 124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	124 [1800]	117 [1700]	114 [1650]	110 [1600]	100 [1450]	93 [1350]	86 [1250]	41 [600]
[Δ PSI]	Intermittent 165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	165 [2400]	159 [2300]	155 [2250]	148 [2150]	138 [2000]	124 [1800]	103 [1500]	55 [800]
End Ported Units Only													
Δ Bar	Continuous 83 [1200]	83 [1200]	76 [1100]	76 [1100]	76 [1100]	69 [1000]	69 [1000]	69 [1000]	62 [900]	55 [800]	48 [700]	57 [825]	27 [396]
[Δ PSI]	Intermittent 117 [1700]	117 [1700]	110 [1600]	110 [1600]	110 [1600]	103 [1500]	103 [1500]	103 [1500]	91 [1400]	90 [1300]	83 [1200]	68 [990]	36 [528]
Weight kg [lb]	5.1 [11.2]	5.1 [11.2]	5.2 [11.5]	5.2 [11.5]	5.4 [11.8]	5.5 [12.1]	5.6 [12.4]	5.7 [12.5]	5.8 [12.8]	6.0 [13.3]	6.3 [14.0]	6.7 [14.7]	8.4 [18.6]