

DISEÑO DE UN FRENO PRONY PARA LA MEDICIÓN DE POTENCIA

LAURA GUTIÉRREZ BENÍTEZ
CARLOS ANDRÉS CORRALES POSADA

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO
MEDELLÍN
2008

DISEÑO DE UN FRENO PRONY PARA LA MEDICIÓN DE POTENCIA

LAURA GUTIÉRREZ BENÍTEZ
CARLOS ANDRÉS CORRALES POSADA

Proyecto de grado

Luis Fernando Quirós M
Ingeniero mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO
MEDELLÍN
2008

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	12
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	14
2. JUSTIFICACIÓN	16
3. OBJETIVOS	17
3.1 OBJETIVO GENERAL	17
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
4. MARCO REFERENCIAL	18
4.1 PRINCIPIOS DE POTENCIA y NACIMIENTO DE LOS DINAMÓMETROS	18
4.2 MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	25
4.2.1 Definición	25
4.2.2 Clasificación	25
4.2.2.1 Ciclo del motor.	26
4.2.2.2 Combustible.	26
4.2.2.3 Ignición.	27
4.2.2.4 Se pueden clasificar según los principios de operación en:	27
4.2.2.5 Diseño general:	29
4.2.3 Tipos de motores más usados	30
4.2.3.1 Motores de ignición por chispa de 4 tiempos.	30

4.2.3.2 Motores de ignición por chispa de dos tiempos.	32
4.2.3.3 Motores de ignición por compresión.	34
4.2.4 Estimación de la potencia y pruebas:	36
4.2.4.1 Potencia nominal.	36
4.2.4.2 Curvas de desempeño:	36
4.2.4.3 Pruebas.	40
4.2.4.4 Resultados de las pruebas	46
4.3 MOTORES ELÉCTRICOS	48
4.3.1 Definición.	48
4.3.2 Motores de corriente continua	49
4.3.2.1 Motor serie.	52
4.3.2.2 Motor Compuesto o motor compound.	53
4.3.2.3 Motor Shunt.	53
4.3.2.4 Motor paso a paso,	54
4.3.2.5 Servomotor.	55
4.3.3 Motores de corriente alterna	55
4.3.3.1 Motores universales.	55
4.3.3.2 Motores síncronos.	56
4.3.3.3 Motores asíncronos o de inducción	60
4.3.3.4 Motores asíncronos trifásicos:	61
4.3.3.5 Motor asíncrono monofásico	67
5. DISEÑO CONCEPTUAL	69

5.1	CLARIFICACIÓN DE OBJETIVOS DE DISEÑO	69
5.2	ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES	71
5.3	FIJACIÓN DE REQUERIMIENTOS	73
5.4	GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS	75
5.4.1	Configuraciones para el Freno Prony.	75
5.4.2	Diagrama morfológico.	79
5.4.3	Evaluación de alternativas.	81
5.4.4	Análisis estructural	86
5.4.4.1	Análisis estructural para el sistema en general	86
5.4.4.2	Análisis estructural para el sistema de frenado	91
6.	MODELO DE CÁLCULO	94
7.	CÁLCULOS	98
7.1	DATOS DE DISEÑO	98
7.2	CÁLCULOS DE LA MORDAZA	99
7.3	CÁLCULO SOPORTE MORDAZA	103
7.4	CÁLCULO DEL EJE	106
7.5	CÁLCULO DEL RESORTE	118
7.6	CÁLCULO DEL TORNILLO DE POTENCIA	128
7.7	CÁLCULO DEL PASADOR	137
7.8	CÁLCULOS PARA LA ESTRUCTURA	141
7.9	CÁLCULOS DE SUJECIONES MEDIANTE TORNILLOS	145
7.9.1	Bocín y disco:	145

7.9.2 Placas laterales para el soporte del motor:	149
7.10 RESUMEN DE COMPONENTES CALCULADOS A FABRICAR	153
8. SELECCIÓN DE PARTES COMERCIALES	154
8.1 MORDAZA Y DISCO	154
8.2 RODAMIENTOS	156
8.3 ACOUPLE	161
8.4 CELDA DE CARGA	162
8.5 ENCODER	163
8.6 MOTOR DE PASO	164
8.7 SENSOR DE FIN DE CARRERA:	165
8.8 CONTROL	166
8.9 TORNILLOS:	167
9. DATOS FINALES	169
9.1 COSTOS DE LOS COMPONENTES	169
9.2 ESPECIFICACIONES FINALE	170
10. CONCLUSIONES	171
11. RECOMENDACIONES	174
BIBLIOGRAFÍA	175
BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA	177
ANEXOS	184

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Funcionamiento básico de un freno tipo Prony.	23
Figura 2. Partes básicas de un freno tipo Prony.	23
Figura 3. Ciclo del funcionamiento de los motores tipo Wankel	28
Figura 4. Ciclo en un motor de combustión interna de cuatro tiempos.	31
Figura 5. Diagrama indicador para un motor de combustión interna de 4 tiempos	32
Figura 6. Esquema de funcionamiento de un motor de ignición por chispa de los tiempos.	33
Figura 7. Diagrama indicador de un motor de combustión interna de dos tiempos	34
Figura 8. Diagrama indicador de un motor de ignición por compresión de 4 tiempos.	35
Figura 9. Curva de desempeño de un motor industrial a gasolina de 60 HP de potencia nominal de 4 cilindros.	38
Figura 10. Curvas de desempeño de un motor a gas natural de 45 hp de potencia nominal.	39
Figura 11. Curvas de desempeño de un motor de aceite de ignición por compresión.	40

Figura 12. Curvas de desempeño para un motor de automóvil de 8 cilindros.	47
Figura 13. Curvas de desempeño para un motor de automóvil de 8 cilindros a 2400 rpm.	48
Figura 14. Principio funcionamiento motor de corriente continua	51
Figura 15. Clasificación de los motores de corriente continua.	52
Figura 16. Características de los motores de corriente directa.	54
Figura 17. Funcionamiento de un motor síncrono	57
Figura 18. Curvas de desempeño para un motor síncrono	58
Figura 19. Sección transversal de un motor de inducción	60
Figura 20. Composición de un motor asíncrono	61
Figura 21. Estator de un motor asíncrono trifásico	62
Figura 22. Rotor bobinado	62
Figura 23. Partes de un rotor jaula de ardilla	63
Figura 24 . Rotor jaula de ardilla	64
Figura 25. Curva de desempeño para los motores jaula de ardilla clase A, B, C y D.	66
Figura 26. Curva de desempeño (Torque versus rpm) para un motor de inducción con una carga constante.	67
Figura 27. Árbol de objetivos de diseño para el freno Prony.	70

Figura 28. Caja negra para un freno Prony	71
Figura 29. Estructura Funcional de un freno Prony	73
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre en 3D para configuración de banda	76
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre en 3D para configuración de brazo de torsión	77
Figura 32. Configuraciones para los rodamientos	87
Figura 33. Configuraciones para la celda de carga a compresión	88
Figura 34. Configuraciones para la celda de carga a tensión	89
Figura 35. Configuraciones para el brazo de la mordaza	90
Figura 36. Configuración del sistema de frenado	92
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del disco.	100
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la mordaza en el plano "xy."	101
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre de la mordaza en el plano "yz."	102
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de los soporte mordaza.	104
Figura 41. Cargas, restricciones y malla para el soporte mordaza.	105
Figura 42. Esfuerzos de Von Mises sobre el soporte mordaza.	106
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del eje principal.	107
Figura 44. Diagramas de torque, cortante y momento flector sobre el eje	109

Figura 45. Geometría de un resorte helicoidal	122
Figura 46. Clases de rosca comunes	128
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre para la rosca Acme	129
Figura 48. Significado de la nomenclatura para las tolerancias	138
Figura 49. Esquema de la estructura del freno Prony	142
Figura 50. Cargas, restricciones y malla para el soporte de la estructura lateral.	143
Figura 51. Cargas, restricciones y malla para el soporte de la estructura celda de carga.	143
Figura 52. Esfuerzos de Von Mises para los soportes laterales de la estructura.	144
Figura 53. Esfuerzos de Von Mises para el soporte de la celda de carga.	145
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre uniones disco-bocín.	146
Figura 55. Diagrama de sujeción mordaza-motor-tornillo.	149
Figura 56. Mordaza Twiflex tipo MU con número de modelo 6781394.	155
Figura 57. Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 61804 (diámetro interior = 20mm).	157
Figura 58. Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 61803 (diámetro interior = 17mm).	158

Figura 59. Ensamble porta rodamientos tornillo-rodamientos-tornillo.	159
Figura 60. Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 607 (diámetro interior = 7mm).	160
Figura 60. Célula de carga marca Utilcell modelo 610 100kg.	163

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Función y conversión de energía de los motores síncronos.	60
Tabla 2. Lista de requerimientos para el freno Prony.	74
Tabla 3. Diagrama morfológico para el diseño de un freno Prony.	80
Tabla 4. Evaluación de alternativas para los acoples.	82
Tabla 5. Evaluación de alternativas para los frenos.	82
Tabla 6. Evaluación de alternativas para el sistema de activación de los frenos.	83
Tabla 7. Evaluación de alternativas para los medidores de velocidad.	83
Tabla 8. Evaluación de alternativas para los medidores de fuerza.	84
Tabla 9. Evaluación de alternativas para los controladores.	84
Tabla 10. Evaluación de alternativas para el software	85
Tabla 11. Significados de las partes en las configuraciones	86
Tabla 12. Significado de las partes para la configuración de los mecanismos	91
Tabla 13. Características de los componentes calculados y a fabricar	153
Tabla 14. Tornillos y tuercas estándar para el ensamble del freno Prony.	167

Tabla 15. Costo de los componentes	169
Tabla 16. Especificaciones finales del freno Prony	170

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Planos de taller	184
Anexo B. Dinamómetros serie ED, HD, PB y WB	187
Anexo C. Mordaza tipo "MU"	188
Anexo D. "Tolerancias. Sistemas de ajuste"	189
Anexo E. Rodamientos referencia 61803 y 61804	190
Anexo F. Rodamiento referencia 607	191
Anexo G. Acople tipo estrella	192
Anexo H. Acople Gerwah GMBH Tipo fuelle de metal, serie DKN miniatura tipo 20	193
Anexo I. Celda de carga modelo 610 – 100kg	194
Anexo J. Encoder serie E2	195
Anexo K. Motor SANYO DENKI serie 103 - 81	196
Anexo L. Pulsador Ermec, Referencia 13400	197
Anexo M. Catálogo de control	198
Anexo N. Tornillos sumatec	199

INTRODUCCIÓN

En el mundo industrializado muestra desde sus comienzos, la utilización de máquinas han requerido diversas formas de propulsión del movimiento, desde la fuerza humana, hasta lo que se tiene ahora, identificada como fuerza mecánica y eléctrica.

En la creación y desarrollo de los motores, han intervenido diversas formas de fuerza y energía que involucran el uso del hombre en su día a día.

De esta manera, se tiene en cuenta que el motor necesita ser medido para confirmar la potencia que necesita para mover una máquina.

Se busca ofrecer, una buena herramienta de medida diseñada pensando en la fácil obtención y fabricación de sus componentes dentro del ámbito industrial colombiano y para ser utilizada dentro del mismo, sirviendo para obtener valores más reales de la salida de potencia de un motor.

Se tiene en cuenta para la instalación de un freno Prony, lo siguiente:

La potencia y nacimiento de dinamómetros, el desarrollo de los motores de combustión, ignición, la potencia y el manejo de corriente continua o alterna o en tal caso eléctricos, las configuraciones que pueden ser, externo o de brazo de torsión, los cuales se calculan a partir del modelo de cálculo y datos de desvío, que incluyen a su vez, el cálculo y soporte de la mordaza; cálculo del eje y el resorte, del tornillo de potencia y del pasador.

Es de tener en cuenta que el presente trabajo tiene una selección de partes para la elaboración pertinente del freno y el costo que genera la elaboración de éste freno.

Para finalizar es importante tener en cuenta que la tecnología que se adquiera para mejorar la vida del hombre y el desarrollo de máquinas especializadas, es un paso más del hombre hacia el descubrimiento de la ciencia y entre otras cosas permite que el hombre desarrolle sus oficios de manera más práctica y rápida, encontrando en la nueva tecnología eficiencia que no se encontraba en las otras máquinas o herramientas que hacen hoy por hoy la vida más útil y cómoda para el ser humano.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La mayoría de las empresas industriales se ven en la necesidad de adquirir motores, para ser usados en diferentes equipos que llevan a cabo los procesos de producción, tales como bombas y compresores, entre otros, y de acuerdo con las cargas y condiciones de funcionamiento a las que estarán sometidos, estos motores deben cumplir con ciertos requisitos de funcionamiento y especificaciones que deben garantizar los fabricantes. Es de resaltar que los motores son las máquinas más utilizadas a nivel mundial.

Muchas veces, cuando se van a comprar motores usados, debido al desgaste y otros factores, estos no cumplen con las especificaciones dadas por el fabricante, lo que ocurre a veces incluso con la compra de motores nuevos, por lo que los compradores se ven en la necesidad de utilizar instrumentos de medida para verificar si los motores cumplen o no con los requerimientos, como es el caso de la potencia.

La potencia es una de las características más importante de los motores eléctricos y de los de combustión interna, por lo que normalmente es uno de los valores que los compradores necesitan verificar. Actualmente, las empresas suelen medir esta potencia de forma indirecta e incluso imprecisa. Por ejemplo, se puede medir la corriente y el voltaje de entrada, y de acuerdo con la eficiencia del motor (que es proporcionada por el fabricante y puede no ser real y/o variar con el tiempo y con las condiciones de carga) se efectúan los cálculos respectivos, aunque con este método se obtiene un valor de potencia teórico y no se tienen en cuenta ciertas pérdidas a la hora de obtener una potencia mecánica de salida real.

Un instrumento de medida que sirve para obtener valores más reales de la salida de potencia de un motor, es el freno Prony, instrumento que sirve para medir la potencia por medio de una medición directa del torque y la velocidad angular del motor, y que si bien es usado por algunos fabricantes del mundo, en el ámbito industrial colombiano prácticamente se desconoce.

2. JUSTIFICACIÓN

Usualmente en nuestro medio, los usuarios de motores confían en las especificaciones que los fabricantes les suministran como características propias de estos. Sin embargo, es muy común que se presente que el motor no satisfaga los requisitos ofrecidos.

Así, a pesar de que un dispositivo como el freno Prony, exista desde el año 1821, su uso no ha sido debidamente difundido a nivel industrial (al menos en el ámbito industrial Colombiano), principalmente a nivel de usuarios, y son escasos los fabricantes que lo utilizan como un instrumento de medición cotidiano. Como se mencionó anteriormente, normalmente la medición es indirecta, con las imprecisiones que esto implica.

Lo que se pretende con este proyecto, es realizar un aporte al conocimiento tecnológico que existe en el momento, que pueda servir como referencia de consulta, pues en nuestro medio no se cuenta con textos o manuales que guíen el diseño y selección de este tipo de instrumentos. Además, normalmente los instrumentos de este tipo que se consiguen en el mercado se presentan como cajas negras, es decir, no se tiene conocimiento de cómo funcionan en su interior, por lo que su reparación y mantenimiento se vuelve difícil.

También se busca ofrecer, una buena herramienta de medida diseñada pensando en la fácil obtención y fabricación de sus componentes dentro del ámbito industrial Colombiano y para ser utilizada dentro del mismo.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño de un freno tipo Prony para la medición de potencia de motores de hasta 10 HP (ó 7.46 kW), adaptado al ambiente industrial colombiano, mediante la selección de materiales y componentes de fácil consecución en nuestro medio.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar las investigaciones correspondientes y cálculos necesarios para obtener la base teórica que permita realizar el diseño de un freno tipo Prony.
- Desarrollar el proceso de diseño conceptual adoptando una metodología que se acomode a las necesidades del diseño.
- Ejecutar el diseño de detalle del freno tipo Prony, incluyendo los cálculos necesarios, selección de componentes comerciales y, en caso de que sea necesario, las modelaciones y simulaciones de las partes críticas.
- Realizar los planos de ensamble y de fabricación (de taller) respectivos.

4. MARCO REFERENCIAL

4.1 PRINCIPIOS DE POTENCIA Y NACIMIENTO DE LOS DINAMÓMETROS

La potencia (P) es definida como la tasa de trabajo o simplemente la cantidad de trabajo (W) o energía transferida en un determinado tiempo (t) y puede ser medida en Watts, unidad utilizada por el sistema internacional, o en caballos de fuerza (o HP por sus siglas en inglés), unidad utilizada por el sistema inglés.

$$P = \frac{W}{t}$$

En el caso del movimiento circular, como es el caso de los motores, la potencia se calcula como la multiplicación del torque (T) que es capaz de generar el motor por la velocidad angular (ω) de trabajo.

$$P = T * \omega$$

Las fórmulas anteriores son válidas para cualquier sistema de unidades, siempre y cuando, las unidades de las variables sean compatibles entre ellas.

Como el surgimiento del concepto de potencia y del concepto de caballo de fuerza sucedieron de la mano, se hablará de esta unidad de medición y no desde el punto de vista de la potencia en el Sistema Internacional (en Watts). Además del hecho de que en la actualidad la medida inglesa (HP), es mayormente usada en la designación de la potencia de los motores.

De acuerdo con *Buckley Old Engine Show*¹, el caballo de fuerza vio su origen con James Watt (1736-1819), ingeniero escocés creador del primer motor funcional a vapor. Watt en algún momento ofreció su creación a granjeros y mineros, quienes probablemente le realizaron una pregunta muy importante para ellos: ¿Cuántos caballos podría un motor reemplazar? De esta forma, Watt se puso en la tarea de contestar dicha pregunta y realizó experimentos con unos caballos llamados “dray” (adaptados para arrastrar cargas pesadas), los cuales eran capaces de realizar 50% más trabajo de lo que era capaz un caballo promedio en un día. Con base en este estudio Watt definió el valor de un HP.

Watt concluyó que un caballo promedio tipo “dray” era capaz de ejercer de forma constante una fuerza de unas 150 libras mientras caminaba a una velocidad de 250 millas por hora. Sintetizando la información anterior, un caballo era capaz de realizar un trabajo a una tasa de 33 000 ft-lb/min, o 550 ft-lb/seg y esto fue lo que Watt definió como 1 HP.

A través del paso del tiempo, la potencia y el valor en caballos de fuerza de diferentes máquinas se han calculado de diferentes formas. Según Steve Blencard², a finales del siglo XIX uno de los primeros métodos fue desarrollado en la Cámara de Comercio Nacional de Automóviles (NACC), por sus siglas en inglés). Se trataba de una fórmula basada en la velocidad del pistón y expresada de la siguiente forma:

¹ Buckley Old Engine Show. Horsepower Testing & Pony Brake [en línea]. Northwest Michigan Engine & Thresher Club, Inc. [citado el 11 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.buckleyoldengineshow.org/Spotlight/Horsepower-Testing-Pony-Brake>>.

² BLANCARD, Steve. Blood Sweat and Gears [en línea]. The Antique Motorcycle Club of America, Inc. Febrero 19 de 2007 [citado el 11 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.antiquemotorcycle.org/TheMagazine/bsg.html>>.

$$NACC\ HP = \frac{\text{Diametro del cilindro (in}^2\text{)} * \text{número de cilindros}}{2.5}$$

Cuando la fórmula fue primeramente aprobada, la mayoría de motores desarrollaban una potencia máxima a una velocidad de 1000 pies de recorrido del pistón por minuto. La fórmula fue elaborada usando esta velocidad y asumiendo que la presión en el cilindro era de 90 libras por pulgada cuadrada. El factor de la velocidad del pistón toma en cuenta tanto el recorrido del pistón como la velocidad del cigüeñal en revoluciones por minuto.

A medida que los motores mejoraban y la velocidad del pistón crecía, esta fórmula se volvió imprecisa, arrojando como resultados malas estimaciones de la potencia.

Steve Blancard³ menciona que otra forma para medir potencia fue desarrollada por el Club de Automovilismo Royal en Bretaña. Se trataba de una unidad llamada caballo de fuerza RAC que fue usada para designó la potencia de carros y motores de principios del siglo XX. El caballo de fuerza RAC, en realidad no refleja los caballos de fuerza desarrollados por el motor; en vez de eso, es un cálculo basado en el diámetro de la camisa, número de cilindros y una presunción de la eficiencia del motor. A medida que los nuevos motores fueron diseñados cada vez desarrollando eficiencias mayores, este dejó de ser un método útil de medida, aunque sigue siendo usado en las regulaciones británicas para efectos de pagos de impuestos.

Estos métodos para determinar la potencia, basados en valores aproximados y empíricos no estiman de una forma precisa los caballos de fuerza de un motor. Poco después de que los motores a vapor se popularizaran, los ingenieros empezaron a experimentar con máquinas que pudieran medir la potencia real del motor. Estas máquinas fueron conocidas como dinamómetros. En este punto,

³ Ibid.

cabe aclarar que los dinamómetros son más ampliamente conocidos como instrumentos para la medición de fuerzas y su funcionamiento se basa en un resorte, cuyas deformaciones son proporcionales a la fuerza aplicada, pero estos no son el caso de estudio de este proyecto.

Uno de los primeros dinamómetros fue desarrollado por Gaspar de Prony, quien inventó el freno Prony en 1821, cuyo funcionamiento será explicado más adelante.

En su artículo Steve Blancard⁴ explica cómo Froude Hofmann, compañía del Reino Unido, fabricaba dinamómetros para motores y vehículos. Se le da el crédito a William Froude por la invención del dinamómetro hidráulico en 1877 y se dice que el primer dinamómetro comercial fue producido en 1881 por su compañía predecesora Penan & Froude. En 1928, la compañía alemana Carl Schenck Eisengießerei & Waagenfabrik construyó el primer dinamómetro de vehículos para pruebas de frenado con el diseño básico de los actuales puestos de pruebas para vehículos. Es importante entender que los caballos de fuerza no son realmente medidos directamente en un motor funcionando, en cambio lo que se mide es el torque por un dinamómetro.

En resumen, un dinamómetro es una máquina usada para medir torque y velocidad angular, con los que se puede calcular la potencia producida por un motor de combustión, motor eléctrico o cualquier máquina con principio rotacional.

En Power dynamometers⁵, se encuentra que un dinamómetro, puede ser usado también para determinar el torque y la potencia requeridos para operar una máquina impulsada, como por ejemplo una bomba o un compresor. En este caso, se utiliza un dinamómetro motorizado. Por el contrario, un dinamómetro que este diseñado para ser impulsado se denomina dinamómetro de absorción o pasivo. Un

⁴ BLANCARD, Op. cit.

⁵ Power dynamometers. The Basic of dynamometer [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.powerdynamometers.com>>

dinamómetro que puede ser tanto motorizado como absorbente es llamado dinamómetro universal o activo.

De acuerdo a Wikipedia⁶, el principio de operación de un dinamómetro es el siguiente:

Un dinamómetro de absorción, es decir, que mide la potencia de salida de alguna fuente giratoria, actúa como una carga que es soportada por el generador de movimiento que está sometido a prueba.

El dinamómetro, debe absorber la potencia desarrollada por el generador del movimiento o fuente. La potencia absorbida por el dinamómetro generalmente debe ser disipada al aire ambiente o transferida a agua fría. Dinamómetros regenerativos transfieren la potencia a líneas eléctricas de poder.

Los dinamómetros pueden estar equipados con una variedad de sistemas de control. Si el dinamómetro tiene un regulador de torque, este opera a un torque definido mientras la fuente opera a cualquier velocidad que pueda alcanzar mientras desarrolla el torque que fue definido. Si el dinamómetro tiene un regulador de velocidad, este desarrolla cualquier torque que sea necesario para forzar la fuente de movimiento a operar a la velocidad definida.

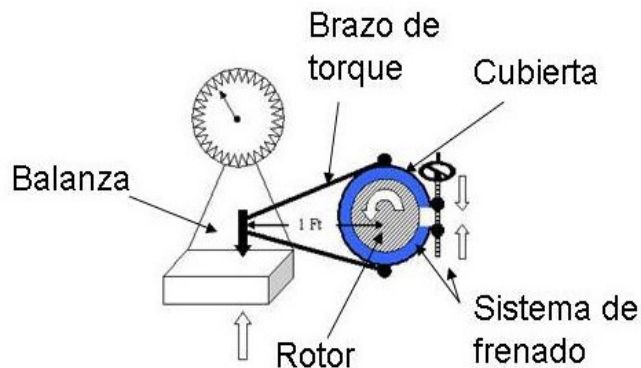
Físicamente, un dinamómetro es una unidad de absorción que generalmente incluye una forma de medir torque y velocidad angular. La unidad de medida consiste de algún tipo de rotor en una cubierta. El rotor está acoplado al motor o al equipo que se quiere probar y es libre de girar a cualquier velocidad que requiera la prueba. Necesita de algún medio para desarrollar un torque de frenado entre el rotor del dinamómetro y la cubierta. Este medio para desarrollar un torque puede

⁶ WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Dinamómetro [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 24 de Febrero de 2008”. Disponible en Internet: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Dinamometro>>.

ser entre otros por fricción, hidráulico o electromagnético, de acuerdo al tipo de unidad de absorción.

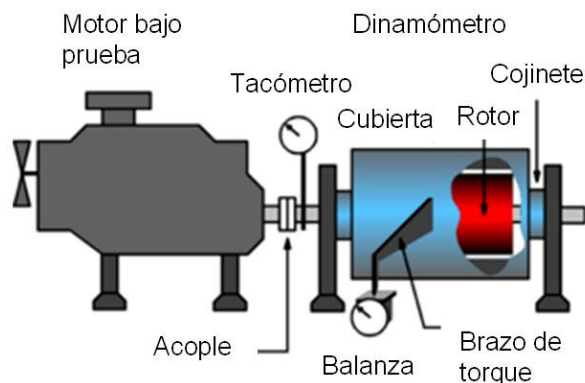
Una forma de medir torque es utilizando un dinamómetro estilo freno por fricción mecánica o freno Prony. Éste, en su forma básica, consiste de un sistema de acople a la máquina a prueba, un rotor, una cubierta y un brazo de torque como se puede apreciar en las figuras 1 y 2.

Figura 1 . Funcionamiento básico de un freno tipo Prony.



Buckley Old Engine Show⁷

Figura 2 . Partes básicas de un freno tipo Prony.



Wikipedia@,2008⁸

⁷ Buckley Old Engine Show, Op. cit.

El sistema de acople y el rotor deben ser ensamblados de forma que giren al unísono, o incluso un solo elemento puede cumplir las dos funciones. El rotor tiene una cubierta montada que funciona como freno utilizando superficies de fricción y debe tener forma de girar libremente, excepto porque está restringida por un brazo de torque. El brazo de torque es conectado a la cubierta del dinamómetro y una balanza es puesta de forma que mida la fuerza ejercida por la cubierta del dinamómetro intentando rotar. El torque es la fuerza indicada por la balanza multiplicada por la longitud del brazo de torque medida desde el centro de giro del rotor del dinamómetro. Una celda de carga transductora puede sustituir la balanza a favor de proveer una señal eléctrica que es proporcional al torque.

Otra forma de medir torque, es conectar el motor al dinamómetro a través de un par sensor de torque o transductor de torque. Un transductor de torque, provee una señal eléctrica que es proporcional al torque.

Con unidades eléctricas de absorción, es posible determinar el torque midiendo la corriente generada por el dispositivo de absorción. Éste es un método normalmente menos preciso y no muy practicado actualmente, pero puede ser adecuado para ciertos propósitos.

Una gran variedad de tacómetros están disponibles para medir velocidad. Algunos tipos pueden proveer una señal eléctrica que sea proporcional a la velocidad.

Cuando las señales de torque y velocidad están disponibles, los datos de la prueba pueden ser transmitidos a un sistema de adquisición de datos en vez de ser plasmados manualmente. Señales de velocidad y torque pueden ser también grabados por un registrador gráfico o graficador. Aparte, teniendo estas dos señales de forma digital, pueden ser combinadas para obtener el valor de la

⁸ WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia, Dynamometers [en línea], Op. cit.

potencia directamente, sea transmitiéndola al sistema de adquisición de datos, al graficador o ambos.

4.2 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

4.2.1 Definición

“Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión, la parte principal de un motor”.⁹ Usan la misma fuente de energía que los motores a vapor y las turbinas a vapor, pero una mejor utilización de la energía calórica del combustible es un punto a favor de los motores de combustión interna. El aumento en el uso de los motores de combustión interna también es apoyado considerablemente por su adaptabilidad a diferentes tipos de combustibles; gases, líquidos y sólidos.

La siguiente información fue obtenida en su mayoría del libro *Internal-combustion Engines* de L. V. Maleev¹⁰ y complementada con diversas fuentes que serán mencionadas en su momento.

4.2.2 Clasificación

Los motores de combustión interna pueden dividirse en varios grupos de acuerdo a diferentes características como las mencionadas a continuación:

⁹ WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Motor de combustión interna [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 30 de Junio de 2008”. Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna>

¹⁰ MALEEV, V. L. *Internal-Combustion Engines; Theory and Design*. New York: McGraw-Hill, 1945.

4.2.2.1 Ciclo del motor.

Con respecto al ciclo, los motores se pueden dividir en varios tipos. Los más comunes y que se tratarán para el caso son dos: motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos, dependiendo del número de tiempos requerido para completar un ciclo. La diferencia entre estos dos tipos de motores se podrá apreciar con claridad más adelante en el numeral 4.1.3.

4.2.2.2 Combustible.

De acuerdo al tipo de combustible los motores se pueden dividir en tres clases: si operan con combustible gaseoso, líquido o sólido.

- **Combustibles gaseosos:** El combustible gaseoso ingresa mezclado con aire en la cámara de combustión donde ocurre la combustión, reacción exotérmica que provoca un aumento súbito en la temperatura de la mezcla, por ende, generando una presión alta de un gas que se expande y actúa directamente sobre las partes sólidas del motor, causando el movimiento de éstas y obteniendo como resultado el trabajo requerido.
- **Combustibles líquidos:** estos a su vez se puede subdividir en combustibles volátiles y aceites pesados.

Los combustibles volátiles, como la gasolina y el alcohol, son vaporizados por un carburador, y su método de operación es muy similar al de los motores de gas.

En los motores de aceites pesados el combustible es inyectado a la carga de aire al final del tiempo de compresión (ver numeral 4.2.3.1). Estos a su vez se dividen en motores de baja, moderada y alta compresión. En los motores de baja compresión la ignición es obtenida por medio de una superficie caliente, como un

bulbo caliente, o por una chispa eléctrica. Los motores de moderada compresión funcionan por la ignición producida durante la compresión, pero requieren de un medio especial de ignición para el arranque. En motores de alta compresión la ignición es efectuada sólo por la compresión, sin necesidad de medios externos para el arranque.

- Combustibles sólidos: se utiliza principalmente carbón pulverizado que se inyecta directamente en la cámara de combustión, es gasificado siendo su funcionamiento igual a un simple motor a gas. El principal problema de este tipo de motores es el desgaste presentado en el cilindro, el pistón y los anillos del pistón debido a la acción abrasiva de las partículas de ceniza formadas en la combustión.

4.2.2.3 Ignición.

La mayoría de los motores operan por ignición eléctrica y de esta manera son designados como motores de ignición por chispa. Los motores de aceite pesado de alta compresión, no necesitan de ningún mecanismo especial de ignición, el gas reacciona debido a la alta compresión y por ende, una carga de aire caliente, y son designados como motores de ignición por compresión, también son llamados motores diesel.

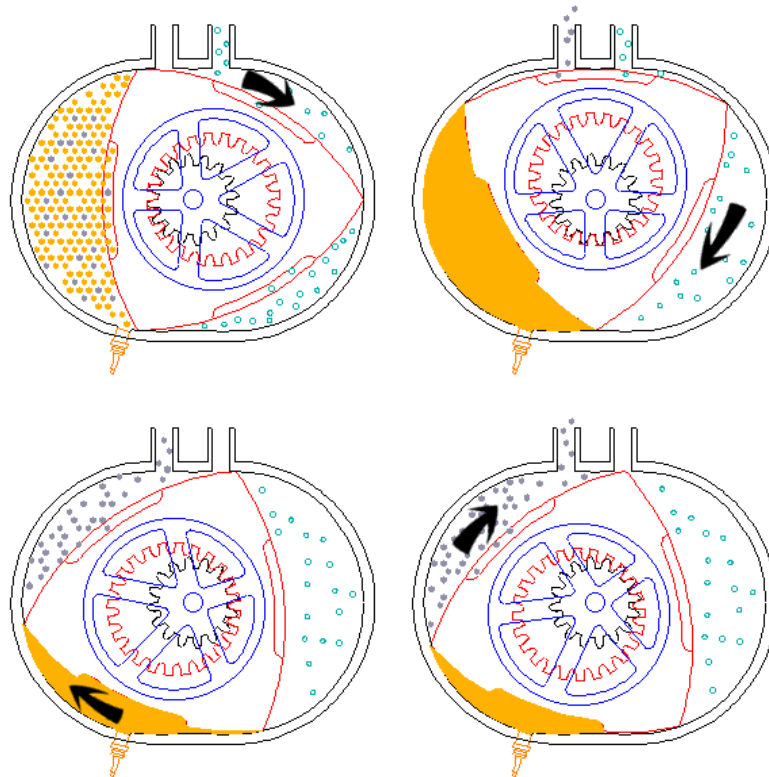
4.2.2.4 Se pueden clasificar según los principios de operación en:

- Reciprocantes: También conocidos como motores de pistón, son motores que utilizan uno o más pistones para convertir la presión en movimiento lineal y, por medio de un cigüeñal, el movimiento lineal en un movimiento rotacional.

- Rotatorios: Son motores que no utilizan pistones en la forma que lo hacen los motores reciprocantes, sino que utilizan uno o más rotores, a veces llamados pistones rotatorios.

Un ejemplo de este tipo de motor es el Wankel, que transforma la presión en movimiento rotacional mediante un rotor triangular giratorio. Sin profundizar en su funcionamiento, un esquema de este tipo de motores puede ser observado en la figura 3, donde la primera imagen señala la admisión de la mezcla, la segunda muestra la compresión, la tercera muestra el momento de la ignición y expansión de la mezcla, y la última imagen muestra el escape de los gases quemados.

Figura 3. Ciclo del funcionamiento de los motores tipo Wankel.



KEVENEY@,2008¹¹

¹¹ KEVENEY. Wankel Engine [En Línea]. Disponible en Internet: <<http://www.keveney.com/Wankel.html>>

- Combustión continua: por ejemplo la turbina de gas, que consta de tres componentes principales: un compresor, una cámara de combustión y una turbina. El aire es comprimido por un compresor para luego ser calentado. Este calentamiento puede ser realizado tanto por la quema directa de un combustible, como por la quema externa de un combustible, utilizando un intercambiador de calor. El aire caliente, con o sin productos de la combustión, es expandido en una turbina, obteniendo un trabajo de salida, del cual una parte es usado para accionar el compresor y el resto está disponible para su uso.

4.2.2.5 Diseño general:

Con respecto al diseño general, los motores de combustión interna pueden ser clasificados de la siguiente manera:

- De simple o de doble acción. De acuerdo a si el pistón es capaz de realizar trabajo en uno o en los dos sentidos de desplazamiento.
- Motores verticales u horizontales: De acuerdo a la alineación de las líneas de centro de los cilindros.
- Único o multi-cilindros: con dos, tres, cuatro o más cilindros.
- Motores en línea, tipo en V o tipo radial: En los motores lineales, cada pistón actúa sobre cada punto del cigüeñal obteniendo una longitud de cigüeñal proporcional al número de pistones del motor. En los motores tipo en V, los ejes de los cilindros están ubicados en dos planos que se interceptan, y que permite a los pistones de cada par de cilindros actuar sobre el mismo punto del cigüeñal. Este arreglo permite reducir considerablemente la longitud del cigüeñal y de todo el motor. En motores radiales este esquema es llevado a su límite lógico actuando cinco, siete o nueve pistones sobre el mismo punto del cigüeñal.

Relacionado a la configuración de los cilindros, se usan, aunque mucho menos comunes, arreglos en H, U, X, y W.

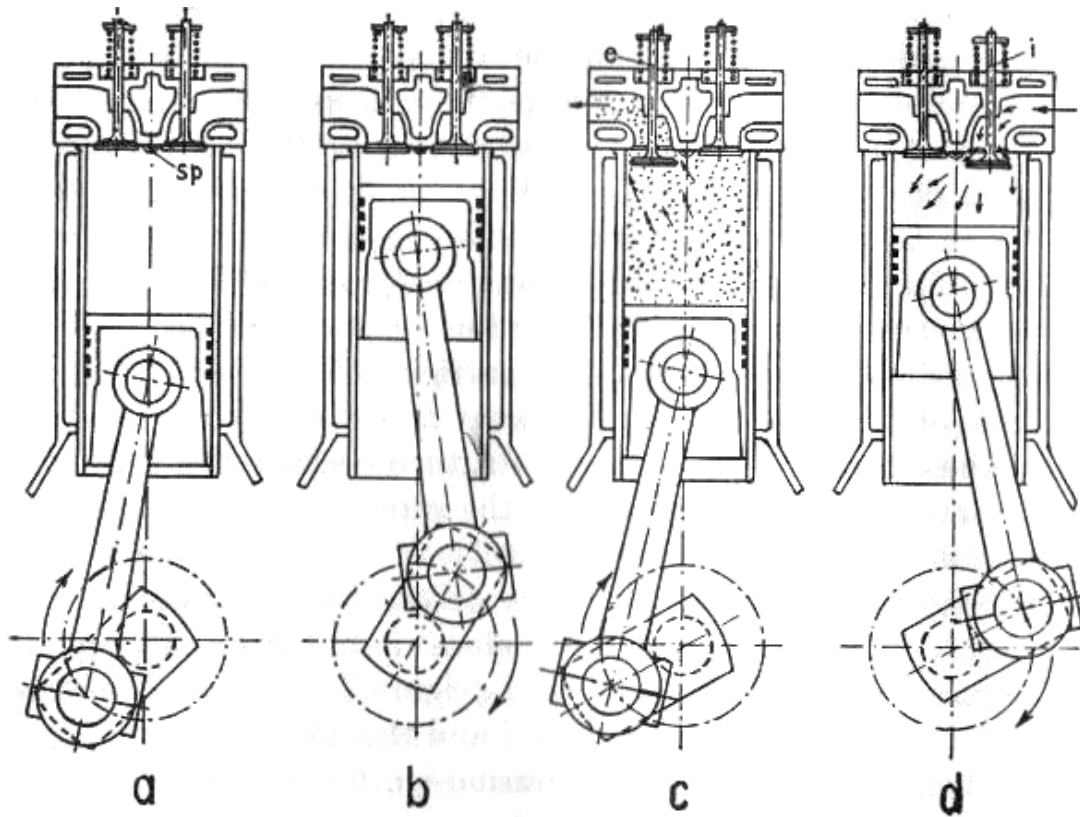
4.2.3 Tipos de motores más usados

4.2.3.1 Motores de ignición por chispa de 4 tiempos.

Son los motores que precisan de 4 tiempos o carreras del pistón, lo cual es igual a dos giros del cigüeñal, para completar un ciclo de funcionamiento. Durante el primer tiempo o tiempo de compresión, parte “a” de la figura 4, el pistón se mueve hacia la cabeza del cilindro, comprimiendo la carga y así preparándola para la ignición, la cual ocurre por medio de una chispa eléctrica cerca del fin del tiempo. La ignición es seguida por una casi instantánea combustión, acompañada por un aumento considerable de la presión. Durante el segundo tiempo o tiempo de expansión, parte “b” de la figura 4, el pistón es empujado por los gases hacia el fin opuesto del cilindro. Poco antes del punto muerto, la válvula de escape se empieza a abrir, liberando los gases quemados a la atmósfera.

Durante el tercer tiempo o tiempo de escape, parte “c” de la figura 4, el pistón se mueve de vuelta hacia la cabeza de cilindro y empuja los gases quemados hacia afuera a través de la válvula de escape. Al inicio del cuarto tiempo o tiempo de admisión, parte “d” de la figura 4, la válvula de escape se cierra y la válvula de admisión es abierta. Durante este tiempo, el pistón se aleja de la cabeza del cilindro, creando un vacío que causa el llenado del cilindro con una carga fresca de una mezcla entre aire y combustible, gas o vapor de gasolina, a través de la válvula de admisión.

Figura 4. Ciclo en un motor de combustión interna de cuatro tiempos.

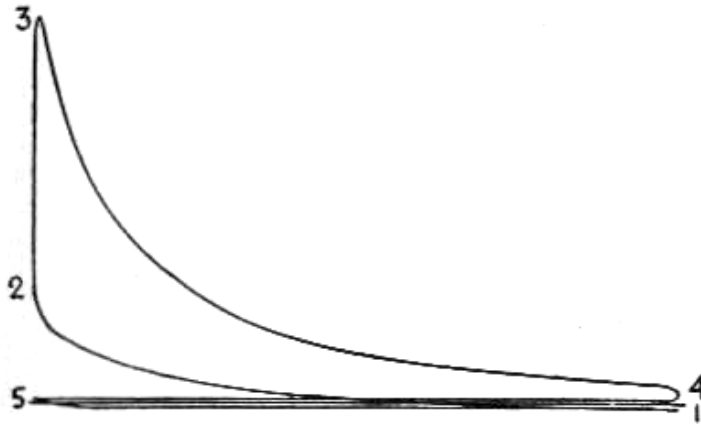


Maleev¹²

La figura 5 muestra un diagrama indicador típico de un motor de ignición por chispa de 4 tiempos, en el cual el eje vertical indica presión mientras el horizontal indica volumen. 1-2 corresponde al tiempo de compresión; 2-3 es la combustión a un volumen prácticamente constante, normalmente calificada como explosión; 3-4 es el tiempo de expansión; 4-5 es el escape; y 5-1 es el tiempo de admisión.

¹² MALEEV, Op. cit.

Figura 5. Diagrama indicador para un motor de combustión interna de 4 tiempos.



Maleev¹³

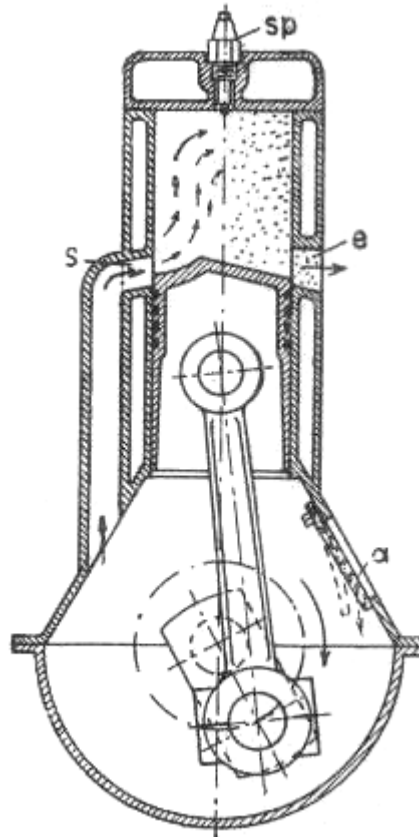
4.2.3.2 Motores de ignición por chispa de dos tiempos.

Son aquellos cuyo ciclo es completado en dos tiempos, o una revolución del cigüeñal, al contrario de las dos revoluciones por ciclo del motor de cuatro tiempos. De esta forma, siendo igual todos los demás factores, un motor de dos tiempos desarrollaría, al menos en teoría, el doble de potencia que un motor de cuatro tiempos teniendo el mismo desplazamiento del pistón.

La diferencia de los motores de dos y cuatro tiempos, reside en el método de remoción de los gases quemados y el llenado del cilindro con una carga fresca. En un motor de 4 tiempos, estas operaciones son realizadas por el pistón durante los tiempos de escape y admisión. En un motor de 2 tiempos, estas operaciones son realizadas cerca del punto muerto inferior, luego del tiempo de expansión, por una corriente de aire, o de una mezcla de aire y combustible, admitida bajo presión y entregada por una bomba aparte. Véase la figura 6.

¹³ MALEEV, Op. cit.

Figura 6. Esquema de funcionamiento de un motor de ignición por chispa de dos tiempos.



Maleev¹⁴

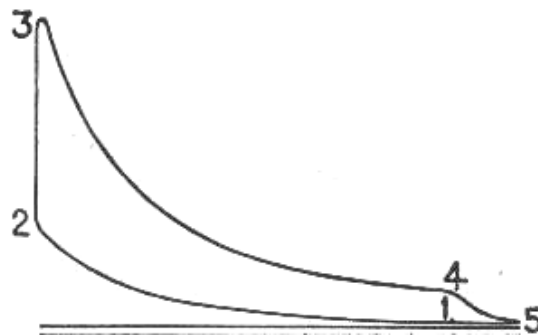
En la figura, “s” representa la válvula de entrada, “e” la válvula de escape, “a” la bomba de compresión y “sp” la bujía que produce la chispa.

La figura 7, es un típico diagrama indicador de un motor de dos tiempos, en el cual el eje vertical representa la presión en el cilindro, y el eje horizontal el volumen de la mezcla dentro de dicho cilindro. La línea de compresión 1-2, de combustión 2-3, y de expansión 3-4 no difieren mucho de sus partes correspondientes en un diagrama de un motor de 4 tiempos. En el punto 4 el pistón empieza a descubrir el puerto especial de escape, y la masa de gases quemados salen hacia la

¹⁴ MALEEV, Op. cit.

atmósfera. Luego de que la presión a alcanzado casi atmosférica, la carga de aire o mezcla, ligeramente comprimida por una auto-llamada “bomba hurgadora” o “bomba limpiadora”, es admitido en el cilindro, “hurga” en este, y expele la mayoría de los gases quemados remanentes. Esta limpieza dura normalmente hasta el punto 1, cuando el pistón, moviéndose hacia la cabeza del cilindro, cubre los puertos de admisión y escape, y empieza la compresión.

Figura 7. Diagrama indicador de un motor de combustión interna de dos tiempos.



Maleev¹⁵

4.2.3.3 Motores de ignición por compresión.

El primer motor de este tipo que fue comercialmente exitoso fue desarrollado por Diesel. El motor de ignición por compresión moderno difiere en tantos aspectos del original motor diesel que es mejor separar este concepto del nombre Diesel y llamarlo simplemente motor de ignición por compresión. Éste puede operar tanto con el ciclo de 2 tiempos como con el de 4 tiempos.

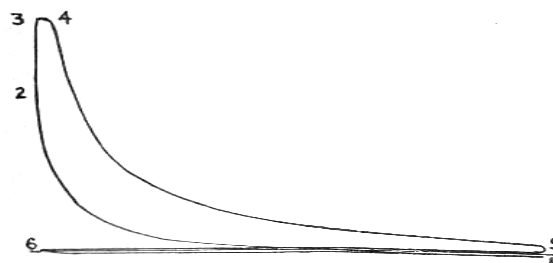
Las principales diferencias entre los motores de ignición por chispa y de ignición por compresión son las siguientes: En los primeros, a la cámara de combustión entra una mezcla de aire y combustible, a la cual se debe aplicar una relación de

¹⁵ MALEEV, Op. cit.

compresión pequeña para prevenir que la temperatura al final de la compresión alcance la temperatura de ignición de la mezcla, además es necesario que la ignición sea iniciada por una chispa eléctrica. En cambio, en motores de ignición por compresión sólo se comprime aire (con una pequeña cantidad de residuos gaseosos), y el combustible, en forma de un líquido finamente atomizado, es inyectado un poco antes que el pistón alcance el punto muerto superior. La temperatura del aire comprimido es mayor que la temperatura de ignición del combustible, y éste empieza a quemarse sin ningún método externo de ignición.

Un diagrama indicador que se apreciar en la figura 8, explica la operación de un motor de ignición por compresión de 4 tiempos, en el cual el eje vertical representa la presión en el cilindro y el eje horizontal el volumen de la mezcla. Durante la compresión 1-2, la presión y, junto a ésta, la temperatura del aire dentro del cilindro del motor, han aumentado lo suficiente para causar la ignición del aceite combustible cuando éste sea inyectado ligeramente antes de alcanzar el punto muerto. La quema del combustible, primero causa el crecimiento de la presión, línea 2-3, y luego por un corto período mantiene una presión aproximadamente constante, línea 3-4, mientras el pistón empieza el tiempo de expansión. La línea de expansión 4-5, escape 5-6, y admisión 6-1 no varían con respecto de sus equivalentes eventos en un motor de ignición por chispa.

Figura 8. Diagrama indicador de un motor de ignición por compresión de 4 tiempos.



Maleev¹⁶

¹⁶ MALEEV, Op. cit.

4.2.4 Estimación de la potencia y pruebas

4.2.4.1 Potencia nominal.

La potencia nominal se puede definir de diferentes formas:

- La potencia nominal de un motor se puede definir como, la máxima carga continua que éste es capaz de sostener en condiciones de trabajo normales. Todo motor debe de ser capaz de sostener una sobrecarga de 10 a 20 %, pero esto sólo en casos especiales, pues el motor puede empezar a sufrir desgaste y averías.
- La potencia nominal de un motor también puede ser definida como un porcentaje de la máxima potencia que éste es capaz de desarrollar, de acuerdo al tipo de motor y con el mismo propósito anterior de dejar un porcentaje para posibles sobrecargas. Por ejemplo, en la industria del aceite, de acuerdo con las reglas de la API, se considera la potencia nominal de los motores igual a un 65% de la potencia máxima.
- Como se menciona anteriormente, la NACC utiliza una fórmula para estimar una potencia de los motores que en Gran Bretaña es llamada potencia nominal por su traducción del inglés. Esta fórmula está basada en el diámetro de los cilindros y el número de los mismos, pero tiene como objetivo simplemente aplicar un cobro de impuestos, e implica ciertas suposiciones que la convierten en inservible para efectos de cálculo de potencia reales.

4.2.4.2 Curvas de desempeño

- Velocidad variable: Para motores que operan a velocidades variables, la potencia nominal a cierta velocidad no proporcionan mayor información. La información necesaria es obtenida de curvas de desempeño que ofrecen la

potencia como función de la velocidad. En el mismo diagrama normalmente se grafican algunas curvas características, como la presión media efectiva de frenado “ p_e ” (por sus siglas en inglés), torque “ T ”, consumo de combustible en libras por caballo de fuerza-hora, y a veces la eficiencia mecánica y los caballos de fuerza indicados. Todos estos datos deben ser obtenidos de una prueba real realizada al motor.

- Torque: Como se mencionó anteriormente, existe una relación directa entre la potencia de frenado (N_b), el torque medido (T) y la velocidad angular (n). La potencia medida en HP es:

$$N_b = \frac{T \times n}{5252}$$

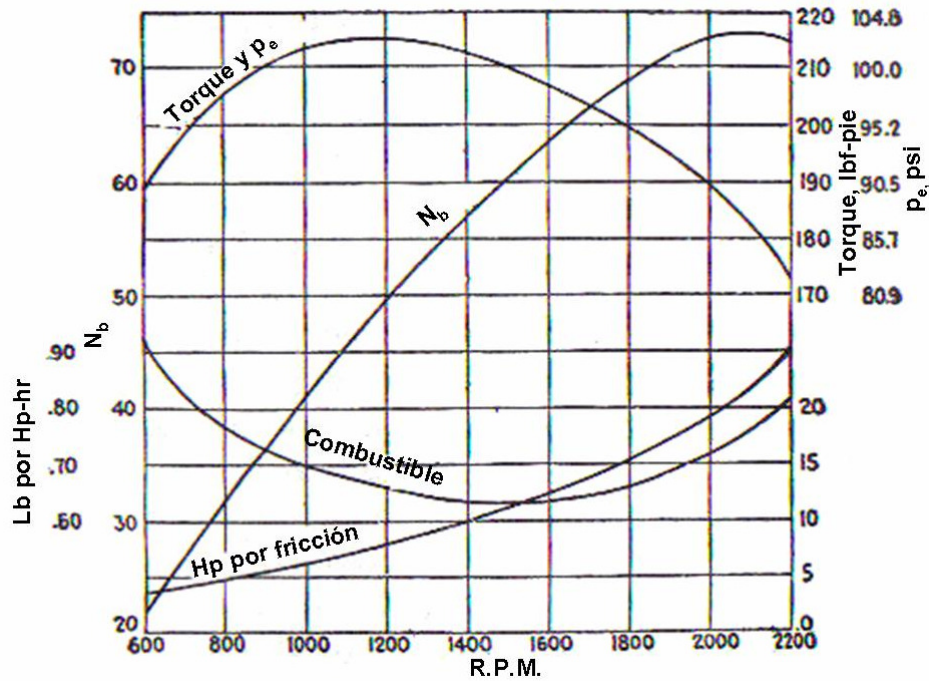
Teniendo el torque (T) en libras-pulgadas y la velocidad (n) en rpm. También se puede hallar una potencia en Watts (w) de la siguiente fórmula.

$$N_b = \frac{T \times n}{9.4549}$$

Donde el torque (T) está dado en N.m y “ n ” en rpm.

- Curvas de desempeño: En la figura 9 se muestra un típico grupo de curvas de desempeño para un motor industrial a gasolina de 60 hp. La gráfica muestra que la máxima presión efectiva “ p_e ” o torque “ T ” son desarrollados a 1200 rpm. Sin embargo, el pico de potencia de salida (B.Hp) ocurre a una considerable mayor velocidad, 2100 rpm, luego de la cual la potencia empieza a caer. El consumo de combustible es influenciado por las revoluciones por minuto, y su mínimo valor de 0.63 lb/hp-hr.

Figura 9. Curva de desempeño de un motor industrial a gasolina de 60 HP de potencia nominal de 4 cilindros.



Maleev¹⁷

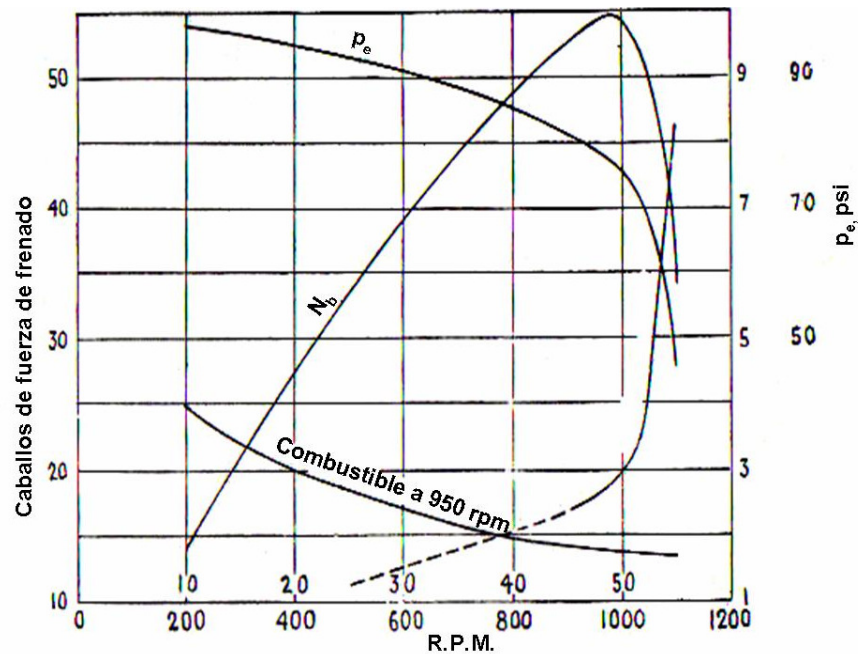
Las curvas de desempeño de un motor de automóvil son similares a esta figura, pero difieren en que un motor de automóvil tiene que operar a diferentes velocidades bajo diferentes cargas y que no hay una relación definitiva entre carga y velocidad.

La figura 10, muestra las curvas de desempeño de un motor a gas natural de 5 ¼ de pulgada por 6 ½ de pulgada, de cuatro cilindros y cuatro tiempos. La máxima potencia es determinada por un súbito aumento en la depresión en el colector de escape o de admisión. Arriba de la velocidad crítica de alrededor de 970 rpm la curva de presión media efectiva de frenado (p_e) decae. El consumo de

¹⁷ MALEEV, Op. cit.

combustible fue determinado únicamente para una velocidad constante de operación de 950 rpm.

Figura 10 . Curvas de desempeño de un motor a gas natural de 45 hp de potencia nominal.

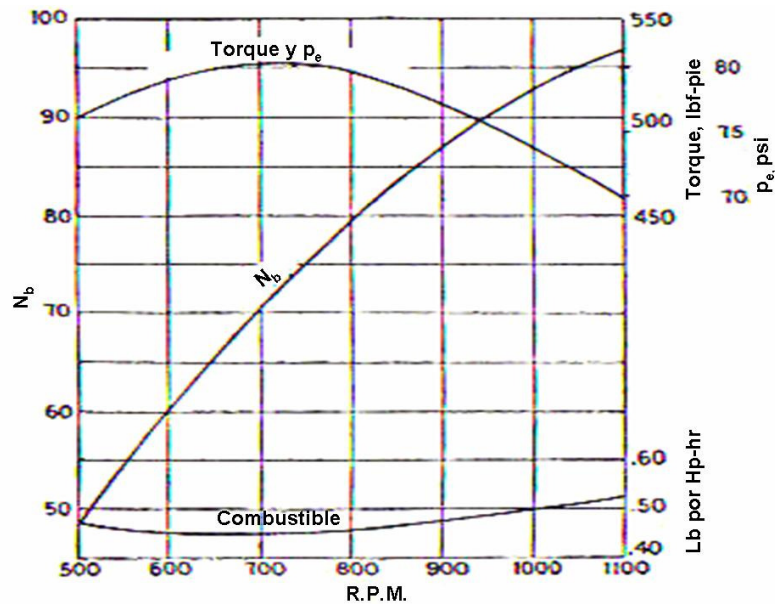


Maleev¹⁸

En la figura 11 se pueden apreciar las curvas de desempeño para un pequeño motor de aceite con ignición por compresión de alta velocidad. La mayor diferencia en la curva de torque, comparando con una curva de torque de un motor a gasolina, recae en el hecho que es más plana y mayor a bajas velocidades; también el pico de carga está más allá que el rango de los motores de velocidades regulares.

¹⁸ MALEEV, Op. cit.

Figura 11. Curvas de desempeño de un motor de aceite de ignición por compresión.



Maleev¹⁹

4.2.4.3 Pruebas.

Primero, el objeto de una prueba debe ser establecido sin duda. Una prueba puede ser conducida tanto para encontrar la potencia que un motor puede desarrollar bajo ciertas condiciones, o para determinar la economía en el combustible, o para obtener una información aun más detallada como calcular un balance de calor y la posibilidad de duplicar condiciones especiales de operación real del motor.

Los dinamómetros son útiles en el desarrollo y refinamiento de la tecnología moderna en motores y son utilizados para la medición de los caballos de fuerza de frenado. El concepto trata de utilizar un dinamómetro para medir y comparar la transferencia de potencia en diferentes puntos del vehículo, permitiendo la

¹⁹ MALEEV, Op. cit.

modificación del motor o del tren de transmisión para obtener una mayor eficiencia. Por ejemplo, si un dinamómetro de motor muestra que este puede desarrollar 400N.m de torque, y un dinamómetro de chasis muestra sólo 350N.m, se podría pensar en analizar el tren de transmisión para la mayor cantidad de mejoras.

- Potencia de frenado: Sin importar qué clase de dinamómetro de frenado o de absorción sea utilizado (Un Freno Prony con fricción entre hierro y madera, o un freno hidráulico con fricción de agua, o un dinamómetro de ventilación de aire, o finalmente un freno eléctrico de corrientes de Eddy con fricción de líneas magnéticas) en todos los casos la misma fórmula general es aplicable:

$$N_b = \frac{2\pi.L.F.n}{60}$$

Donde N_b es la potencia de frenado, L es la longitud de viga o brazo, F es la carga neta de frenado, y n es la velocidad de rotación, en rpm. N_b , L y F pueden estar en cualquier sistema compatible de unidades.

El desempeño de los motores de combustión interna es influenciado por tres factores atmosféricos: temperatura del aire, humedad del aire y presión barométrica. Todos estos factores afectan la carga de aire.

Presión y temperatura: de acuerdo con las ecuaciones características de los gases, el peso de la carga de aire es proporcional a la presión p y debe ser inversamente proporcional a la temperatura absoluta " T ". De todas formas, tomando en consideración la velocidad en el puerto de entrada, el peso de la carga de aire resulta ser inversamente proporcional a \sqrt{T} , especialmente en motores de automóviles de alta velocidad y de aviones. De acuerdo con estas

consideraciones, la expresión para corregir pruebas conducidas bajo condiciones varias de presión barométrica y temperatura es:

$$N_c = N_b \frac{p_s}{p_o} \sqrt{\frac{t_o + 460}{t_s + 460}}$$

Donde “ N_c ” son los caballos de potencia correctos, “ N_b ” son los caballos hallados por la prueba, “ p_o ” y “ t_o ” son la presión y la temperatura medidas, y “ p_s ” y “ t_s ” son presión y temperatura estándar para la expresión anterior, “ p_s ” y “ p_o ” pueden estar en cualquier unidad, mientras las dos en las mismas unidades, “ t_s ” y “ t_o ” están en grados Fahrenheit (F). La presión estándar es $p_s = 29.92$ pulgadas de mercurio (101.3 kPa); para la temperatura la SAE y la U.S. Bureau of Standards dan $t_s = 60$ F (15.56°C); la regla NACA da $t_s = 59$ F (15°C), y el código ASME $t_s = 68$ F (20°C).

Para la utilización de la temperatura en grados Centígrados (°C), ésta se reacomoda a:

$$N_c = N_b \frac{p_s}{p_o} \sqrt{\frac{t_o + 273}{t_s + 273}}$$

De igual forma, si se quiere utilizar una temperatura en grados Kelvin (K), la fórmula resulta en:

$$N_c = N_b \frac{p_s}{p_o} \sqrt{\frac{t_o}{t_s}}$$

El objetivo de esta expresión, es obtener la potencia a la que el motor sometido a prueba desarrollaría bajo condiciones estándar.

Humedad: teóricamente es la presencia de vapor de agua en la carga fresca de aire disminuye el peso de aire en un volumen dado de carga.

En vez de calcular el coeficiente de corrección c como una proporción de volumen de aire húmedo a aire seco, c puede ser presentado como una proporción de presión total " p_o " a presión parcial de aire seco $p_o - xp_w$, donde " p_w " es la presión parcial de vapor de agua a la temperatura medida " t_o ", y " x " es la humedad relativa.

$$c = \frac{P_o}{(p_o - xp_w)}$$

La influencia de la humedad es pequeña, usualmente no sobrepasa el 2 ó 3 por ciento, y puede ser descartada, sin embargo, puede ser fácilmente tomada en cuenta combinando las expresiones anteriores y obteniendo:

$$N_c = N_b \frac{P_s}{p_o - xp_w} \sqrt{\frac{t_o}{t_s}}$$

Para la medición de la potencia de frenado, existen básicamente dos tipos de dinamómetro comúnmente utilizados para las mediciones: Dinamómetros de frenado y dinamómetros de inercia.

Un dinamómetro de frenado (como el Freno Prony), aplica carga variable al motor midiendo la habilidad de éste para mover y sostener las rpm a la relativa fuerza de frenado que se aplique. Está usualmente conectado a un computador que graba el torque de frenado aplicado y calcula la potencia de salida basada en la información de un medidor de fuerza y un medidor de velocidad.

Un dinamómetro de inercia, provee una carga de inercia de masa fija y calcula la potencia requerida para acelerarla, conociendo la masa y usando un computador para grabar rpm y el cambio en la aceleración para calcular el torque.

De Power Dynamometers²⁰, se obtiene que existen básicamente dos tipos de procedimientos para las pruebas con dinamómetro: Estado de equilibrio y prueba de barrido.

En el estado de equilibrio (sólo para dinamómetros de frenado), el motor se fija a unas rpm específicas (o series de rpm secuenciales usadas frecuentemente) por 3 a 5 segundos bajo la carga de frenado variable proporcionada por una unidad de absorción de potencia.

En la prueba de barrido (dinamómetros de inercia o de frenado), el motor es probado bajo una carga (de inercia o de frenado), pero es libre de recorrer de forma continua las rpm, desde un valor mínimo “salida o inicio” a un valor máximo “llegada o fin”. Las pruebas de barrido a su vez se dividen en dos tipos: Barrido de inercia y barrido bajo carga.

Barrido de inercia (sólo para dinamómetros de inercia): Consta de un sistema de dinamómetro de inercia que provee una volante con una masa de inercia fija y calcula la potencia requerida para acelerar dicha volante (carga) desde las rpm iniciales hasta la rpm finales.

Prueba de barrido bajo carga (sólo para dinamómetros de frenado): que a su vez se subdivide en prueba de barrido bajo carga fija simple y prueba de barrido bajo aceleración controlada.

En la prueba de barrido bajo carga fija simple, una carga fija, de algún valor menor que la salida del motor, es aplicada durante la prueba. El motor puede acelerar desde las rpm iniciales hasta las rpm finales, variando en su aceleración, dependiendo de la salida de potencia a cualquier punto en particular de las rpm.

²⁰ POWER DYNAMOMETERS. How dynamometers are used for Engine testing [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.powerdynamometers.com/how-dynamometers-are-used-for-engine-testing.php>>

La potencia es calculada como el torque multiplicado por las rpm, aplicando una constante y esto es sumado a la potencia requerida para acelerar el dinamómetro y la masa rotacional del vehículo o máquina accionada por el motor (en caso de encontrarse acoplado). La prueba de barrido bajo aceleración controlada es básicamente muy similar a la prueba bajo carga fija simple, pero se adiciona un control de carga activo que especifica un objetivo para la aceleración.

- Potencia indicada: Se calcula con base en la presión medida dentro de la cámara de combustión. La expresión general para la potencia indicada de un motor con cualquier número de cilindros, de simple o doble acción es:

$$N_i = \sum \left[\frac{p_i l a n'}{12 \times 33000} \right]$$

Donde “ p_i ” es la presión media indicada en cada cilindro, en psi; “ l ” es la distancia de aplicación de la fuerza del pistón al centro eje central del cigüeñal, en pulgadas; a es el área neta del pistón, en pulgadas cuadradas; n' es el número de disparos o explosiones por minuto.

La determinación de la potencia indicada de un motor de combustión interna no es tan exacta como en motores a vapor y da más o menos resultados fiables dependiendo sólo si se toman un número de precauciones que no serán mencionadas por no tratarse del caso.

- Eficiencia mecánica: es la tasa de los caballos de fuerza disponibles o de frenado N_b a la potencia indicada N_i .

$$\eta_m = \frac{N_b}{N_i}$$

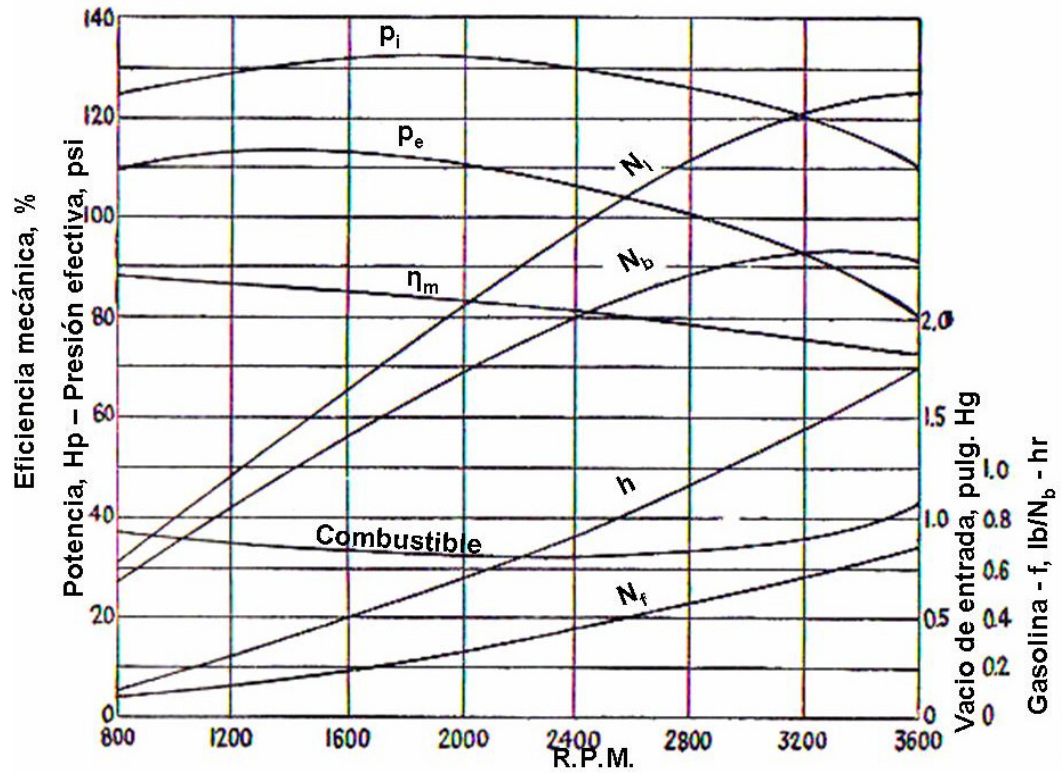
Las pérdidas mecánicas ($N_r = N_i - N_b$) pueden ser divididas en tres grupos principales: Pérdidas por fricción, como en pistones, cojinetes, engranes, y mecanismos de accionamiento de las válvulas de admisión y de escape; acción de ventilación por la volante y; potencia absorbida por auxiliares como bombas de lubricación, bombas de circulación de agua, bombas de combustible, compresores de aire, conductores magnéticos y de distribución, ventiladores de radiador, y generadores eléctricos para la carga de la batería.

4.2.4.4 Resultados de las pruebas.

Las pruebas a un motor deben conducir a obtener muchos datos diferentes que los caballos de fuerza y el consumo de combustible, datos que deben ser valiosos para la mejora del motor o el desarrollo de otros motores. Estos datos deben ser convenientemente presentados en forma de curvas utilizando como línea de abscisa tanto la carga a velocidad constante como la velocidad para un motor de velocidad variable.

La figura 12 muestra las curvas obtenidas en la prueba de un motor de automóvil de 8 cilindros de 3 3/16 de pulgada por 3 7/8 de pulgada operando a máxima aceleración. Los caballos de fuerza de frenado (N_b) fueron obtenidos utilizando un dinamómetro eléctrico; los caballos de fricción ($N_f = N_r$) fueron obtenidos motorizando el motor, usando un dinamómetro como motor. De estos datos, fueron encontrados los caballos de fuerza indicados (N_i) y la eficiencia mecánica (n_m), así como la " p_e " y la " p_i ". La curva f muestra el consumo de gasolina, en libras por caballos de fuerza – hora. También es de interés el vacío h , en pulgadas de mercurio, medido en colector de admisión y causado por la garganta del venturi.

Figura 12 . Curvas de desempeño para un motor de automóvil de 8 cilindros.

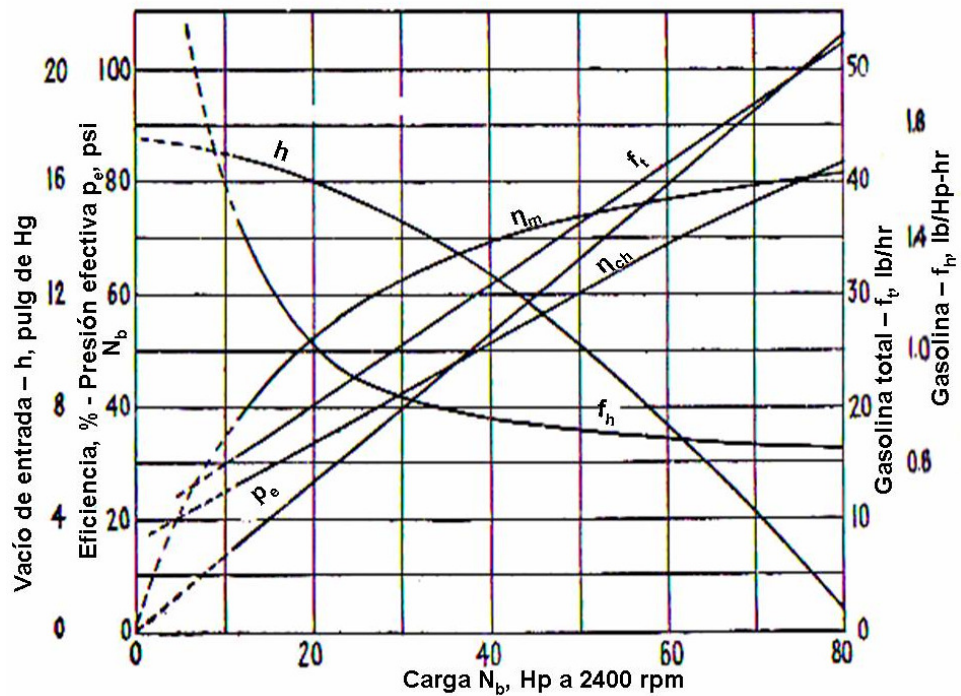


Maleev²¹

La figura 13, muestra datos obtenidos de probar el mismo motor a una velocidad constante de 2400 rpm y a diferentes cargas. Entre otra información el diagrama muestra datos interesantes con respecto al vacío en el colector de admisión producido por la garganta a diferentes cargas; su influencia en la eficiencia de la carga " η_{ch} ", y a través de él, sobre la presión media efectiva (p_e) e indirectamente sobre la eficiencia mecánica " η_m ".

²¹ MALEEV, Op. cit.

Figura 13 . Curvas de desempeño para un motor de automóvil de 8 cilindros a 2400 rpm.



Maleev²²

4.3 MOTORES ELÉCTRICOS

4.3.1 Definición.

Los motores eléctricos pueden definirse como un dispositivo encargado de transformar energía eléctrica en energía mecánica por medio de la interacción de campos magnéticos. Un motor se puede utilizar para convertir la energía mecánica en energía eléctrica convirtiéndose en un generador de energía eléctrica.

²² MALEEV, Op. cit.

Tanto los motores de corriente alterna como los motores de corriente directa están basados en el mismo principio de funcionamiento.

Este consiste de un conductor por el cual circula la corriente eléctrica que está dentro de un campo magnético, éste se desplaza perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético. El conductor hace las veces de electroimán ya que adquiere propiedades magnéticas que son creadas por la corriente eléctrica suministrada, estas interactúan con los polos ubicados en el estator que es el que le da soporte y comienza a moverse el motor.

Los motores eléctricos presentan diferentes ventajas con respecto otros motores, como:

- Pueden ser construidos en cualquier tamaño
- Con la misma potencia que tenga un motor de combustión, los motores eléctricos pueden ser de un tamaño y un peso menor.

Los motores eléctricos se pueden clasificar en motores de corriente continua y en motores de corriente alterna.

4.3.2 Motores de corriente continua

Son los motores que convierten la energía eléctrica en energía mecánica, mediante un movimiento rotatorio. Actualmente, muchos de estos motores no son creados para trabajar con un movimiento rotatorio, sino ejerciendo tracción sobre un riel, lo que los denomina motores lineales.

Su principal característica es la posibilidad de regular la velocidad. Aunque esto es algo muy bueno para la industria, es un motor que ha sido desplazado por la electrónica implementada en otros motores. A pesar de esto, estos motores aun son utilizados en trenes y tranvías.

Los motores de corriente continua normalmente están compuestos de dos partes:

- Estator: encargado de darle el soporte. Sus polos pueden componerse de imanes permanentes o devanados de hilo de cobre en un núcleo de hierro.
- Hueco en forma cilíndrica, este normalmente está devanado y tiene un núcleo, al cual le llega la corriente por medio de dos escobillas.

El funcionamiento de los motores de corriente continua se basan en la segunda Ley de Lorentz.

“Según la segunda Ley de Lorentz, un conductor por el que pasa una corriente eléctrica que causa un campo magnético a su alrededor tiende a ser expulsado si se le quiere introducir en otro campo magnético. . Así que las fuerzas magnéticas quedan rechazadas por las bobinas del motor haciendo que el cigüeñal del motor gire.”²³

²³ WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Motor de corriente continua [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 24 de Agosto de 2008.”. Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_corriente_continua>

Figura 14 . Principio del funcionamiento de un motor de corriente continua.



Wikipedia@, 2008²⁴

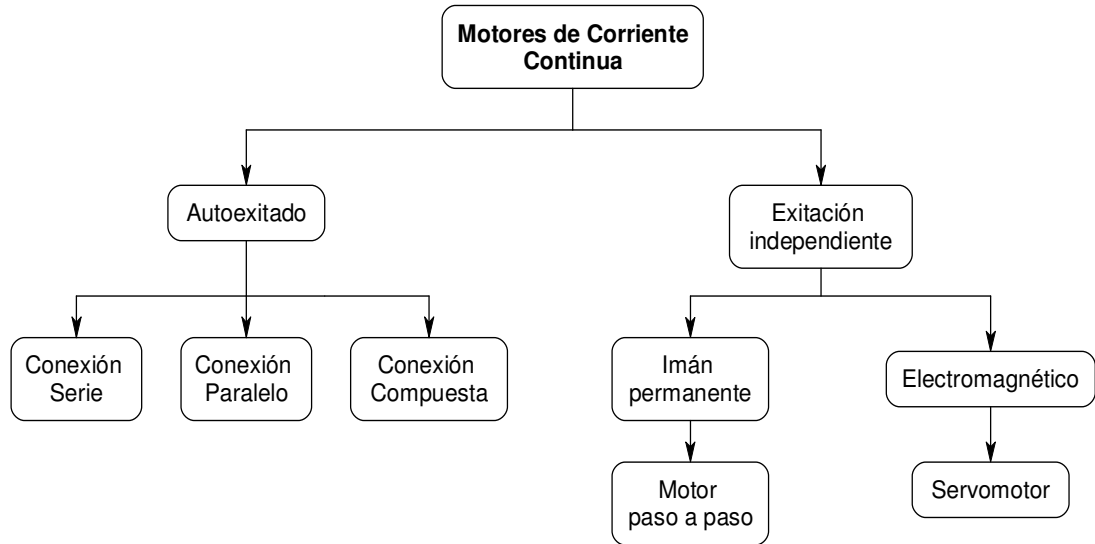
$$F = B.l.I$$

Donde “ F ” es la fuerza (Newtons), “ N ” y “ S ” son los polos del campo magnético, “ B ” es la inducción (teslas), “ l ” longitud del conductor (metros) e “ I ” es la intensidad que recorre el conductor (amperios).

Los motores de corriente continua pueden ser clasificados por la forma como estén conectados o por la electrónica que manejen.

²⁴ Ibid.

Figura 15 . Clasificación de los motores de corriente continua.



Clasificación por forma de conexión

4.3.2.1 Motor serie.

Llamado así porque su bobinado inductor principal está conectado en serie con el bobinado inducido.

El flujo magnético es proporcional a la carga del motor. Cuando la carga es mayor, permite un torque mayor. Su velocidad de giro puede variar según la carga que éste tenga y su par de arranque es elevado lo que hace que éste pueda acelerar cargas pesadas.

Para un fácil entendimiento de los términos usados, un bobinado inductor es un conjunto de espiras de un material conductor que al pasar la corriente eléctrica por éste, genera un flujo magnético. Además, se entenderá por bobinado inducido como el conjunto de hilos de cobre que transforman el campo

magnético en fuerza electromotriz o también llamado torque y por auxiliar, un polo magnético que tiene como función mejorar la conmutación.

4.3.2.2 Motor Compuesto o motor compound.

Este motor está compuesto de dos bobinados inductores independientes, el primero se encuentra en serie con el bobinado inducido y el segundo está conectado en paralelo con el circuito que se forma de los bobinados inducidos.

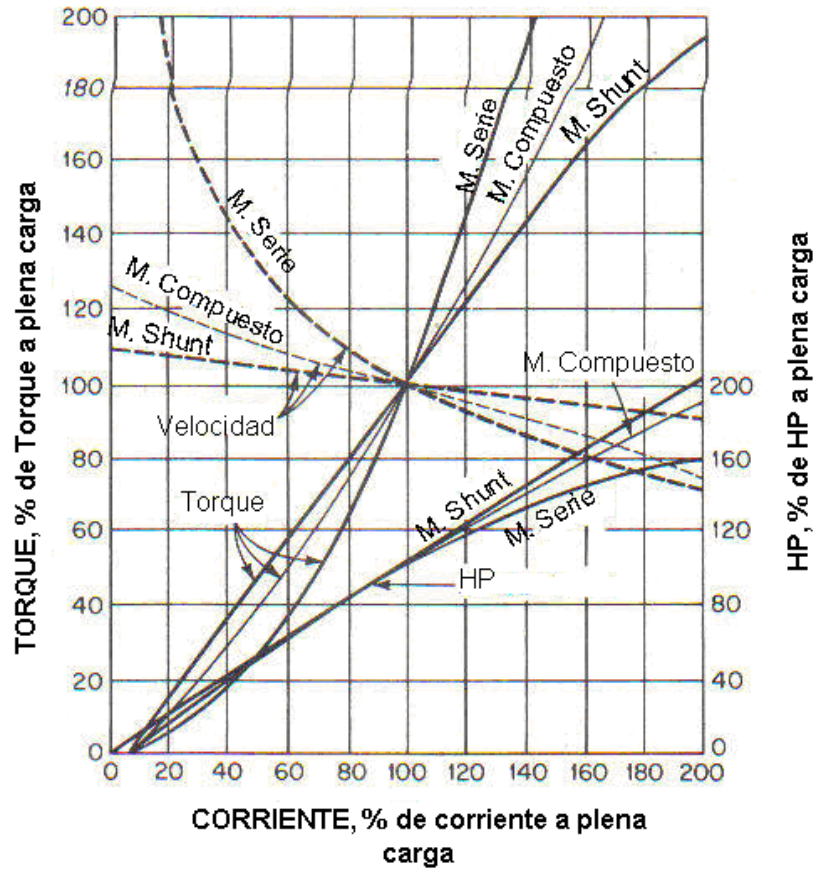
4.3.2.3 Motor Shunt.

También conocido como motor de excitación paralelo: consta de un bobinado inductor principal que es conectado en paralelo con el circuito que forman el bobinado inducido y el auxiliar.

El par de arranque que desarrolla este motor es menor que el del motor serie. Además cuando se presenta un aumento en el par, su velocidad no disminuye proporcional, se podría decir que no disminuye.

Según Power, Special Motors Report, en Junio de 1969, las características de velocidad, torque y caballos de fuerza de los motores de corriente directa Compuesto, de Serie y Shunt. En la figura 16, se puede ver como cada clase de motor va variando su torque, su velocidad y sus Caballos de fuerza (HP) a medida que se le va variando la corriente. En el caso de la curva de velocidad, los tres motores a medida que se les aumenta la corriente, presentan una disminución en la velocidad, en la curva de torque se presenta algo contrario a la curva de velocidad, los motores presentan un aumento cuando se le aplica más corriente y en el caso de la potencia, se ve que las curvas también presentan un aumento en los caballos de potencia (HP) a medida que aumenta la corriente.

Figura 16 . Características de los motores de corriente directa.



Pump handbook²⁵

Clasificación según su parte electrónica

4.3.2.4 Motor paso a paso

Es un dispositivo electromecánico que convierte los impulsos eléctricos en desplazamientos angulares pequeños, lo que significa que va avanzando en una serie de grados o pasos.

²⁵ KARASSIK, Igor J. Pump handbook. Estados Unidos: McGraw Hill, 1976. p.6-7

4.3.2.5 Servomotor.

También conocido como Servo, es un aparato parecido a lo que se conoce como un motor de corriente continua. Este consta de un rotor que es el que le permite la movilidad al motor, una caja reductora que es la encargada de convertir parte de la velocidad de giro del motor en torsión y un circuito de control que se encarga de la posición del motor según los pulsos que este reciba.

Generalmente se usan para partes robóticas.

4.3.3 Motores de corriente alterna

Se conocen como motor de corriente alterna a aquellos motores eléctricos que funcionan con este tipo de energía (corriente alterna)

Los motores de corriente alterna pueden clasificarse en:

4.3.3.1 Motores universales.

Estos pueden trabajar con voltajes de corriente alterna así como de corriente continua.

Los motores universales están compuestos de un rotor, un estator, escobillas, unas cubiertas laterales y un circuito eléctrico.

Comúnmente son utilizados donde se requieran gran velocidad con cargas débiles, como por ejemplo, sierras eléctricas, taladros, utensilios de cocina, ventiladores, sopladores, entre otros más.

Tienen una muy buena ventaja que es la de mayor flexibilidad para vencer la inercia cuando se encuentra en reposo. Al igual, tiene sus desventajas como: su

uso no puede ser continuo o permanente, las chispas que presenta el colector y el ruido que genera.

4.3.3.2 Motores síncronos

Se caracterizan porque su velocidad de giro es constante también llamada “velocidad de sincronismo”, y está determinada por la frecuencia de tensión que tenga la red eléctrica a las que se encuentre conectado y por los pares de polos.

La velocidad de sincronismo se puede hallar con la siguiente ecuación:

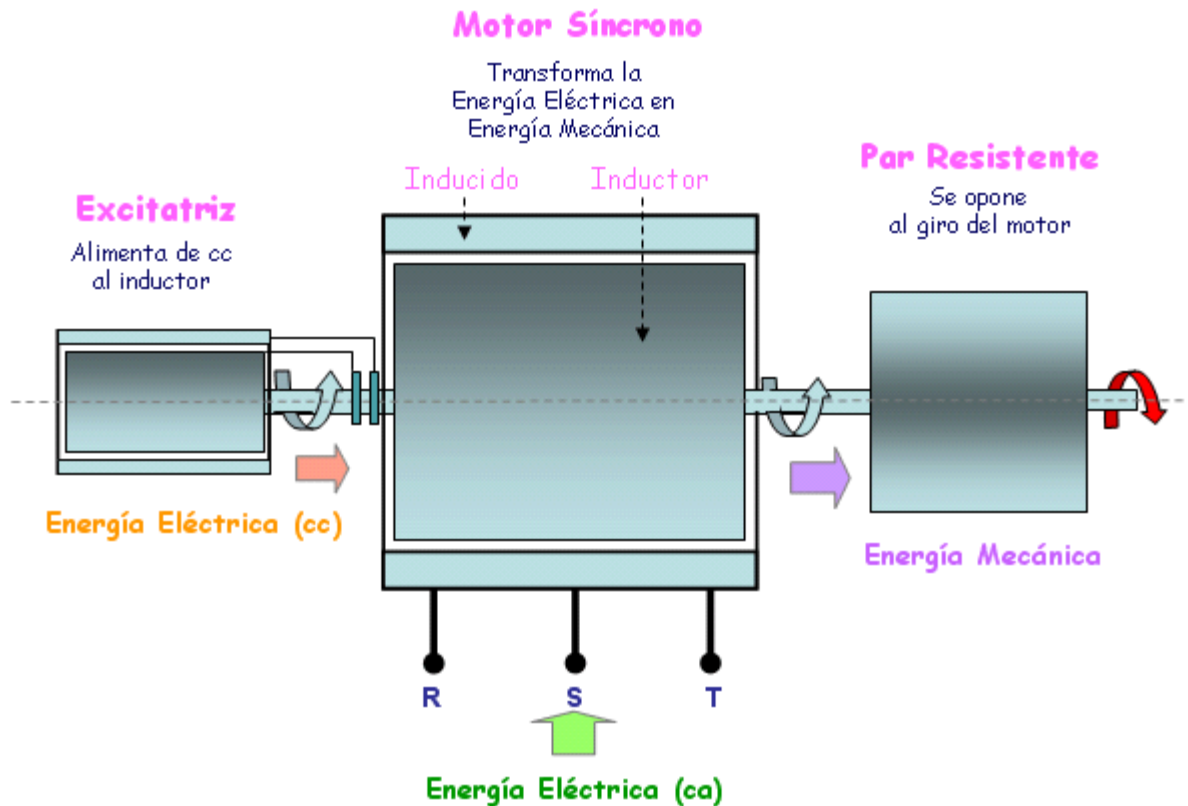
$$N = \frac{f \times 60 \times 2}{p}$$

Pump handbook, p6-1 (ver bibliografía)

Donde “ N ” es la velocidad de sincronismo o conocida también como las revoluciones del motor [rpm], “ f ” es la frecuencia de la red a la que está conectado el motor [Hz] y “ p ” son el número de polos.

En la figura 17, se muestran las partes generales para el funcionamiento de un motor de corriente alterna.

Figura 17 . Funcionamiento de un motor síncrono.



Tú verás@, 2008²⁶

Los pasos para su funcionamiento son los siguientes:

- Se genera el campo magnético del rotor, para esto se usa un excitatriz que es el que le suministra corriente continua al devanado y éste crea el campo magnético.
- Creado el campo magnético, el rotor comienza a girar a la velocidad de sincronismo (según características de las variables).

²⁶ HERNÁNDEZ, Juan Luis. Tú verás, web de tecnología eléctrica. Motor síncrono [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 4 de Julio de 2008”. Disponible en Internet: <http://www.tuveras.com/motorsincrono/motorsincrono.htm>

- Para que funcione, el campo magnético del rotor gira a la misma velocidad que el del estator. Este último, es alimentado por corriente alterna, el cual produce un campo magnético que lo hace girar.
- Los polos de rotor y los del estator interactúan formando fuerzas tangenciales, que ponen en movimiento el motor.

A continuación se muestra la curva de desempeño (Torque versus rpm) de un motor síncrono las cuales presentan una variación en el torque máximo y mínimo a medida que se varían los caballos de potencia (HP).

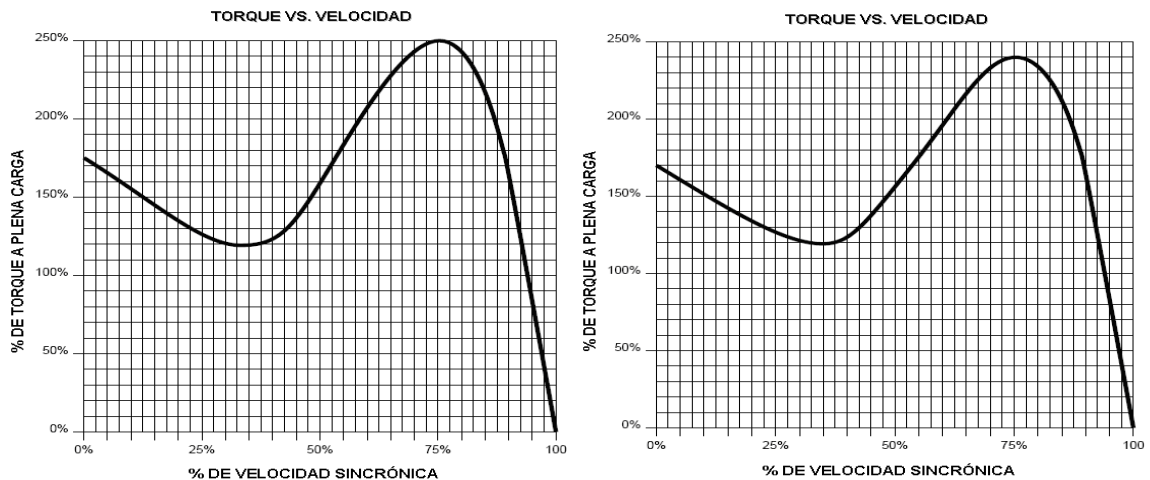
Para un motor síncrono con las siguientes características:

Hz: 60

rpm: 3600

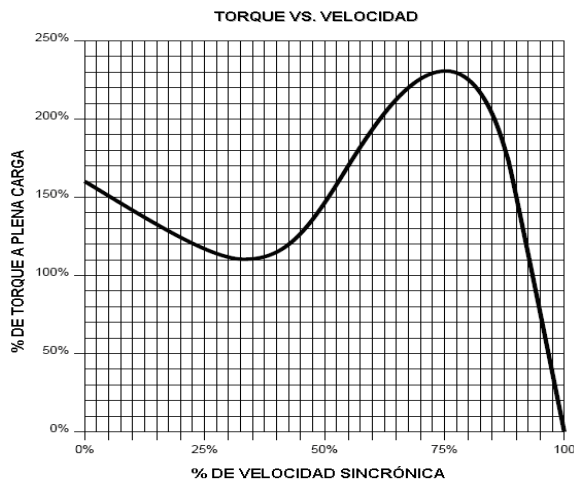
Las siguientes curvas de desempeño fueron adquiridas del manual de Siemens “Nema frames application manual” versión pdf. (Ver bibliografía).

Figura 18 . Curvas de desempeño para un motor síncrono.

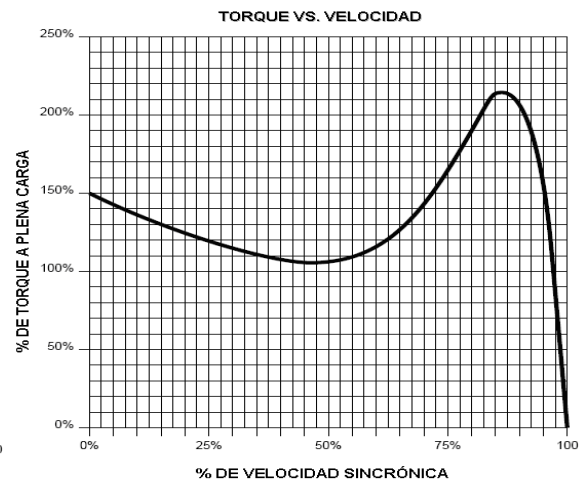


a. Motor síncrono de 1.5 HP

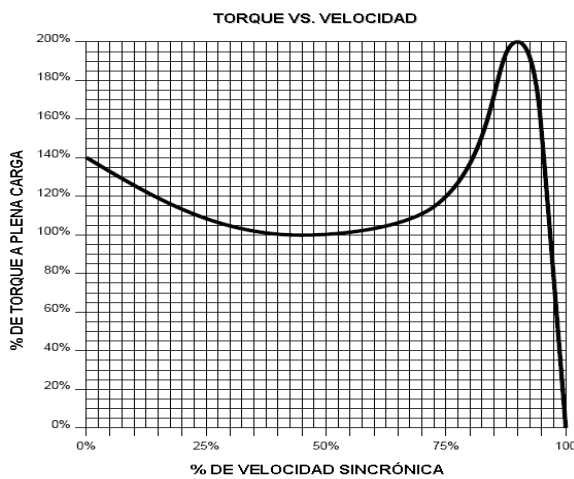
b. Motor síncrono de 2HP



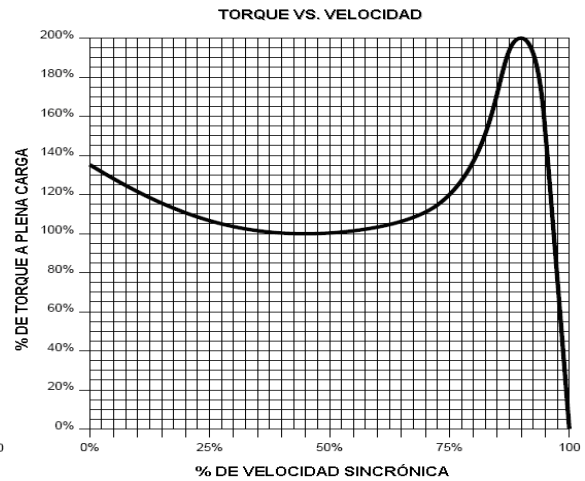
c. Motor síncrono de 3HP



d. Motor síncrono de 5HP



e. Motor síncrono de 7.5HP



f. Motor síncrono de 10HP

SIEMENS@,2008²⁷

La anterior figura, muestra las variaciones en el porcentaje del torque según la potencia de cada motor, bajo las mismas condiciones en las demás variables.

²⁷ SIEMENS. Nema frames application manual [en línea] Disponible en Internet: <<http://www2.sea.siemens.com/Products/Electric-Motors/NEMA-AC-Motors/NEMA-Application-Manual.htm>>

Esta clase de motores pueden cumplir tres funciones diferentes, como se muestra en la tabla 1.

Tabla 1 . Función y conversión de energía de los motores síncronos.

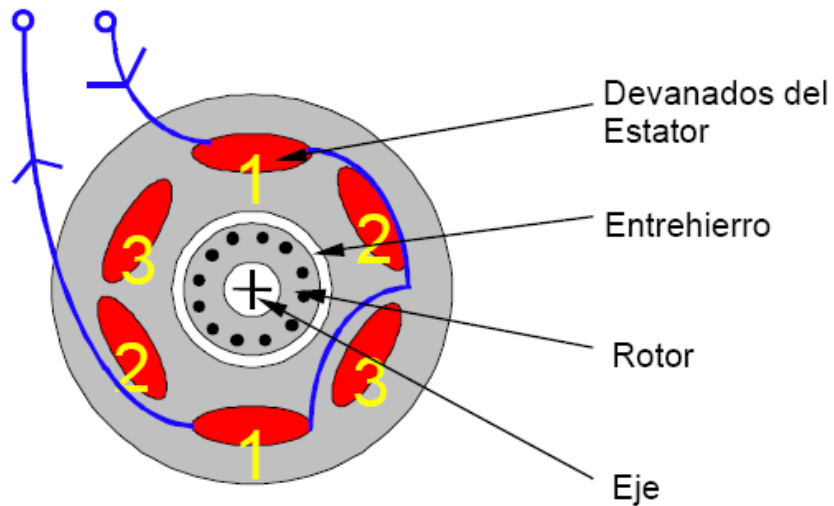
Función	Conversión Energía
Generadores o alternadores	Mecánica a Eléctrica
Motores	Eléctrica a Mecánica
Condensador rotativo o compensador síncrono	Eléctrica a Eléctrica

Universidad Nacional del Cuyo@,2008²⁸

4.3.3.3 Motores asíncronos o de inducción

“Los motores asíncronos o de inducción son aquellos motores eléctricos en los que el rotor nunca llega a girar en la misma frecuencia con la que lo hace el campo magnético del estator”.

Figura 19 . Sección transversal de un motor de inducción.



BROWN@ ,2008²⁹

²⁸Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de Cuyo. Máquinas síncronas en [línea]. Disponible en Internet: http://fing.uncu.edu.ar/catedras/archivos/electrotecnia/apuntes/maquinas_sincronas/maq_sincronas_1.pdf

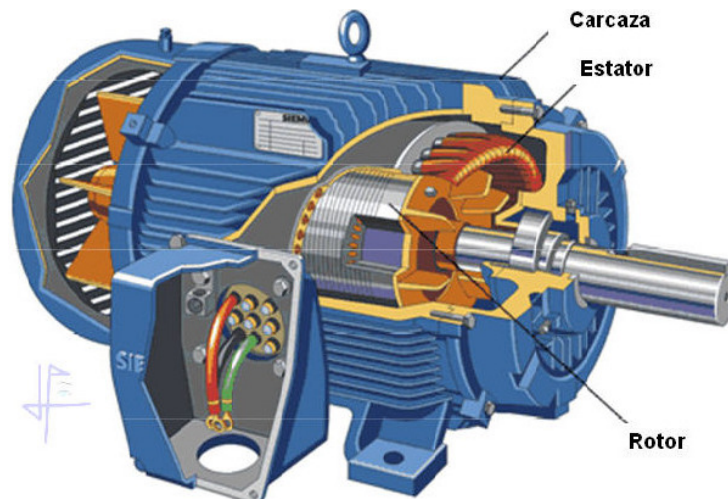
Existen dos tipos de motores asíncronos, que se mencionarán a continuación:

4.3.3.4 Motores asíncronos trifásicos:

El motor asíncrono trifásico está conformado por un rotor y un estator, en el que se encuentran las bobinas inductoras.

El rotor puede ser de dos tipos: jaula de ardilla o bobinado.

Figura 20 . Composición de un motor asíncrono

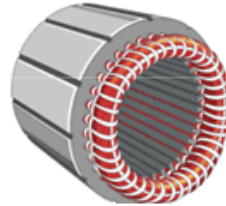


Tú verás@, 2008³⁰

²⁹ BROWN, Martin. Acciones Estándares Siemens, Manual de Aplicaciones [pdf]. Congleton. 1997.
³⁰ HERNÁNDEZ, Juan Luis. Tú verás, web de tecnología eléctrica. Motor asíncrono [en línea].
"Esta página fue últimamente actualizada el 4 de Julio de 2008". Disponible en Internet:
<<http://www.tuveras.com/maquinaasincrona/motorasincrono1.htm>>

- Estator: Tiene un devanado trifásico en el estator, el cual está distribuido en ranuras a 120°.

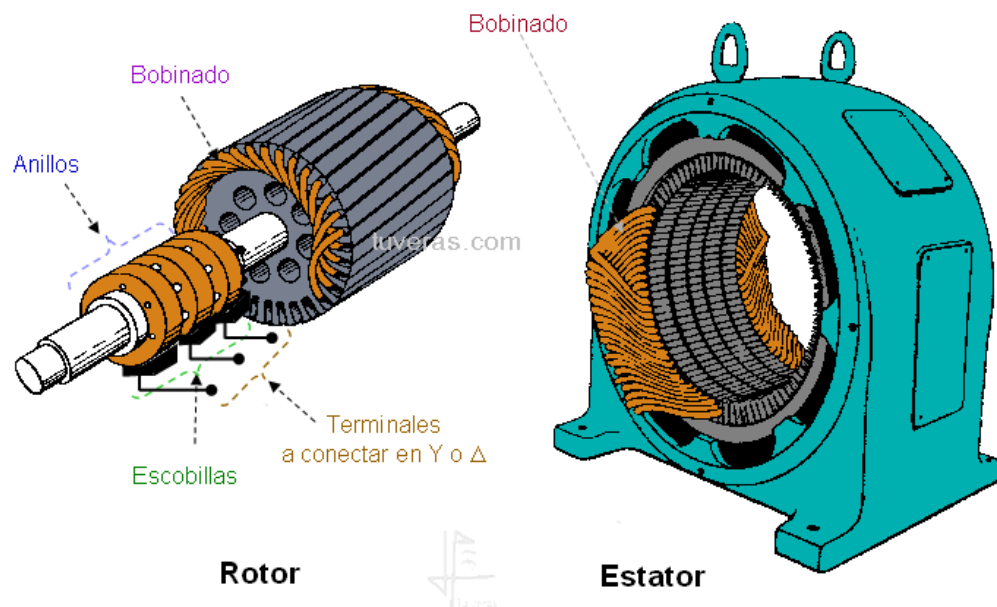
Figura 21 . Estator de un motor asíncrono trifásico



Tú verás@, 2008 ³¹

- Rotor bobinado: Los devanados del rotor se conectan a los anillos colectores. Estos devanados del rotor son similares a los del estator, las fases del rotor no tienen que ser iguales a los del estator. Su número de polos deben ser iguales.

Figura 22 : Rotor bobinado

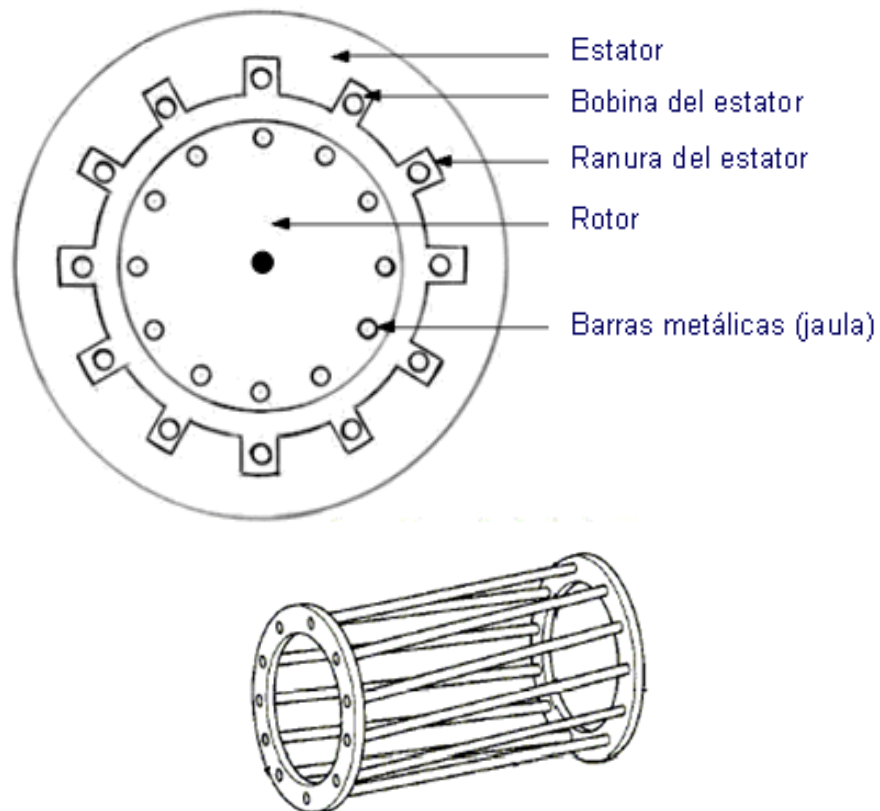


Tú verás@, 2008 ³²

³¹ Ibid.

- Rotor Jaula de Ardilla: los conductores de este rotor se encuentran distribuidos por la periferia del rotor. El devanado del rotor no tiene conexión con el exterior ya que sus extremos son cortocircuitados.

Figura 23 . Partes de un rotor jaula de ardilla



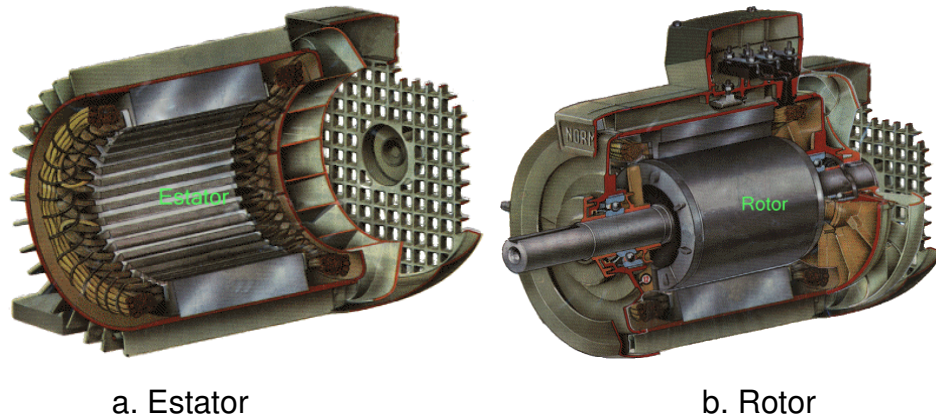
Tú verás@, 2008³³

Sus ranuras tienen una posición inclinada, brindándole mejores ventajas en su arranque y en la disminución del ruido

³² Ibid.

³³ Ibid.

Figura 24 : Rotor jaula de ardilla



Tú verás@, 2008 ³⁴

- Potencia: el comportamiento en cuanto a las variables de tensión y frecuencia, han sido medidas por aparatos especiales.

Para los motores de este tipo que deben funcionar por largos períodos con una carga inferior a la nominal (o sea menor a $\frac{1}{3}$), es conveniente no usarlo en una conexión en triángulo, es mejor en una de estrella, ya que con esta se mejoran el factor de potencia y el rendimiento, y en caso de que aumentara la carga, el motor quedaría sobrecargado.

Los motores de inducción de jaula de ardilla son clasificados por la National Electrical Manufacturers Association (NEMA), la cual desarrolló un sistema de identificación para éstos mediante letras.

- Motores jaula de ardilla clase A: es un motor de jaula de ardilla normal o estándar que son fabricados para un uso a velocidad constante. Posee grandes áreas con ranuras que le permiten una muy buena disipación de calor, y barras con ranuras profundas en el motor. El par de arranque es relativamente alto y la

³⁴ Ibid.

baja resistencia del rotor producen una aceleración bastante rápida hacia la velocidad nominal. Tiene la mejor regulación de velocidad pero su corriente de arranque varía entre 5 y 7 veces la corriente nominal normal, haciéndolo menos deseable para arranque directo (a pleno voltaje).

- Motores jaula de ardilla clase B: también son llamados de propósito general y tiene un comportamiento muy parecido al de clase A. Las ranuras de su motor están embebidas algo más profundamente que en los motores de clase A y esta mayor profundidad tiende a reducir un poco el par y la corriente de arranque.

Generalmente son usados en bombas centrífugas, sopladores y en general en máquinas y dispositivos que demandan bajo par de arranque.

- Motores jaula de ardilla clase C: son motores tienen un rotor de doble jaula de ardilla, el cual desarrolla un alto par de arranque y a una menor corriente de arranque.

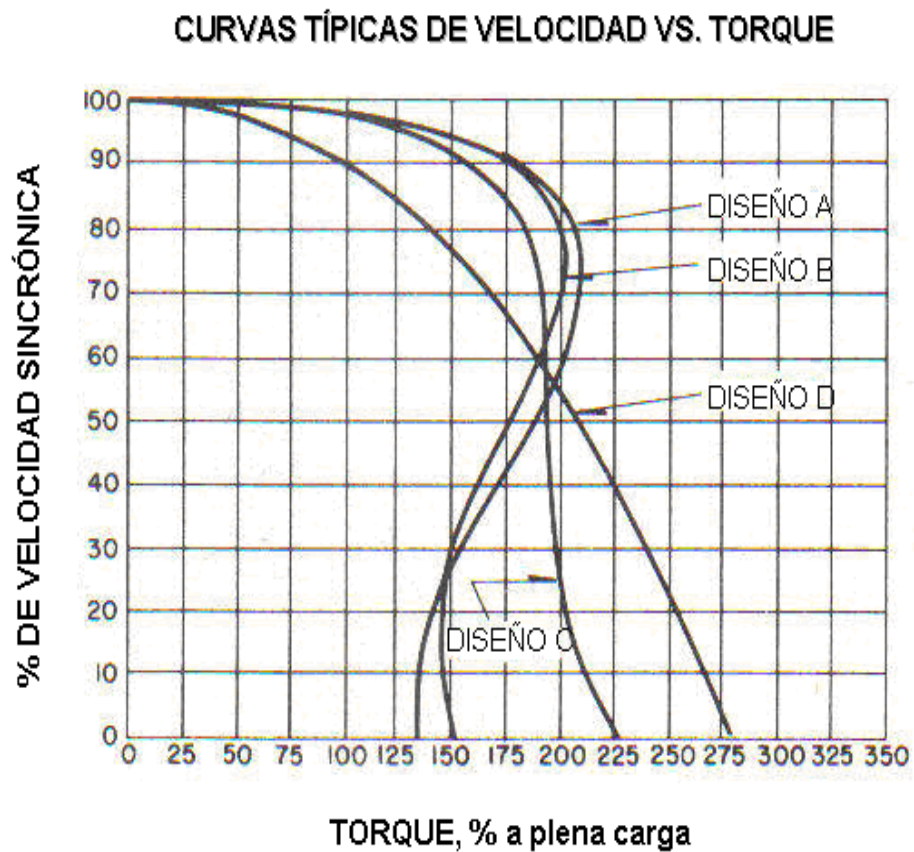
Por sus características, son utilizados en bombas y compresores de pistones (máquinas y dispositivos que demandan un moderado par de arranque).

- Motores jaula de ardilla clase D: también conocidos como motores de alto par y resistencia.

Están diseñados para servicio pesado de arranque, son usados en cizallas o troqueles, los cuales necesitan el alto par con aplicación a carga repentina.

Por las diferencias anteriormente nombradas, cada uno de estos motores tiene un desempeño diferente en cuanto a la variación del torque a medida que se aumenta la velocidad. Veáse figura 25.

Figura 25 . Curva de desempeño para los motores jaula de ardilla clase A, B, C y D.

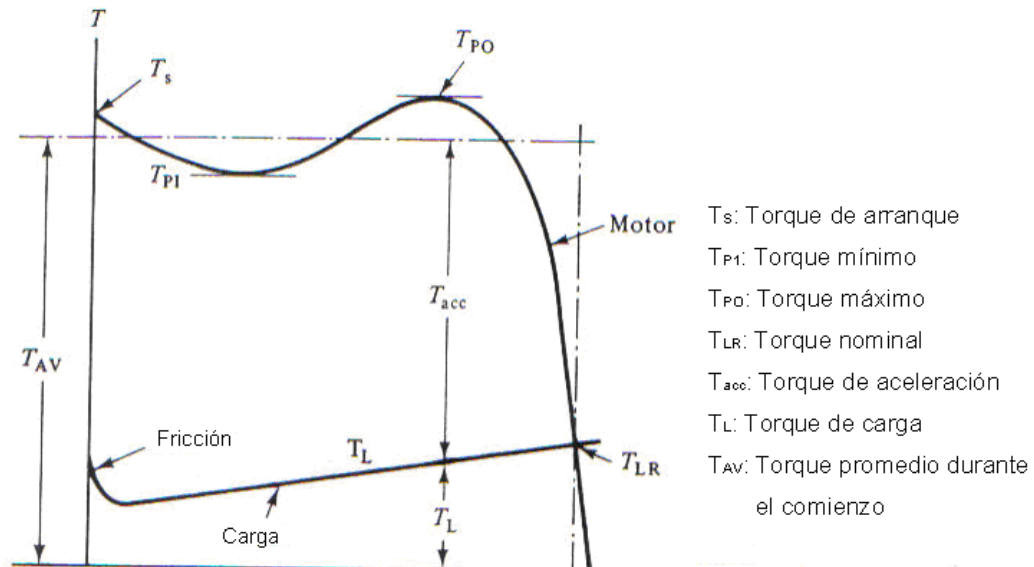


Pump handbook³⁵

Una de las formas para analizar de mejor forma el funcionamiento de un motor, es viendo su gráfica Torque vs. Velocidad Angular.

³⁵ KARASSIK, Igor J. Pump handbook. Estados Unidos: McGraw Hill, 1976. p.6-3.

Figura 26 . Curva de desempeño (Torque versus rpm) para un motor de inducción con una carga constante.



WERNINCK³⁶

4.3.3.5 Motor asíncrono monofásico:

En los motores asíncronos monofásicos tienen cuatro variantes principales, las cuales se diferencian en la forma de arranque. Estas son:

- Motor simple:

Voltaje: En algunos casos se construyen para 220 y 110 V.

Composición: Un rotor en cortocircuito y algunos con un rotor de anillos rozantes.

Arranque: Bajo par de arranque, lo cual significa que este motor debe ser impulsado por la persona que lo vaya a operar. Este girará en el sentido en que sea impulsado y trabajará bien siempre y cuando no se le varíe la conexión eléctrica.

³⁶ WERNINCK, E. Electric motor handbook. London: McGraw Hill, 1978. p.34.

Revoluciones: Están determinadas por la frecuencia que tenga la red y por el número de pares de polos del motor.

- Motor con arrollamiento auxiliar:

Arranque: Este tipo de motor permite que éste arranque por sí mismo. Luego de que el motor alcance las revoluciones nominales, se desconecta el arrollamiento auxiliar o puede dejarse en servicio, pero debe ser una capacidad más pequeña.

Existe otro arranque que es sin condensadores – por arrollamiento auxiliares bifilares, con el que se obtiene un par de arranque casi igual al par nominal.

Comportamiento: Es similar al de un motor trifásico normal.

- Motor trifásico funcionando como monofásico (motor de condensador):

Potencia: Su potencia es entre un 10 y un 20% inferior a la de un motor trifásico.

Arranque: Es de un 40 a un 50% el par nominal de un motor trifásico.

Es un motor sensible a los cambios de frecuencia de la red.

- Motor de repulsión:

Arranque: Este puede arrancar por sí mismo, no necesita de ningún dispositivo. Se da por el movimiento del par móvil de las escobillas.

Comportamiento: Es un motor suave, por tal razón, al aumentar la carga su velocidad tiende a bajar fuertemente.

Revoluciones: pueden ajustarse entre un 50 y un 110% de las velocidades de un motor síncrono.

5. DISEÑO CONCEPTUAL

Cómo se planteó en los objetivos, se desarrollará este capítulo de diseño conceptual, en el cual y con ayuda de textos guía para el diseño como Métodos de Diseño de Cross³⁷, se buscará encaminar el desarrollo del freno Prony por el lado correcto, llegando hasta la selección del o de los mejores conceptos que sean concebidos durante el proceso.

5.1 CLARIFICACIÓN DE OBJETIVOS DE DISEÑO

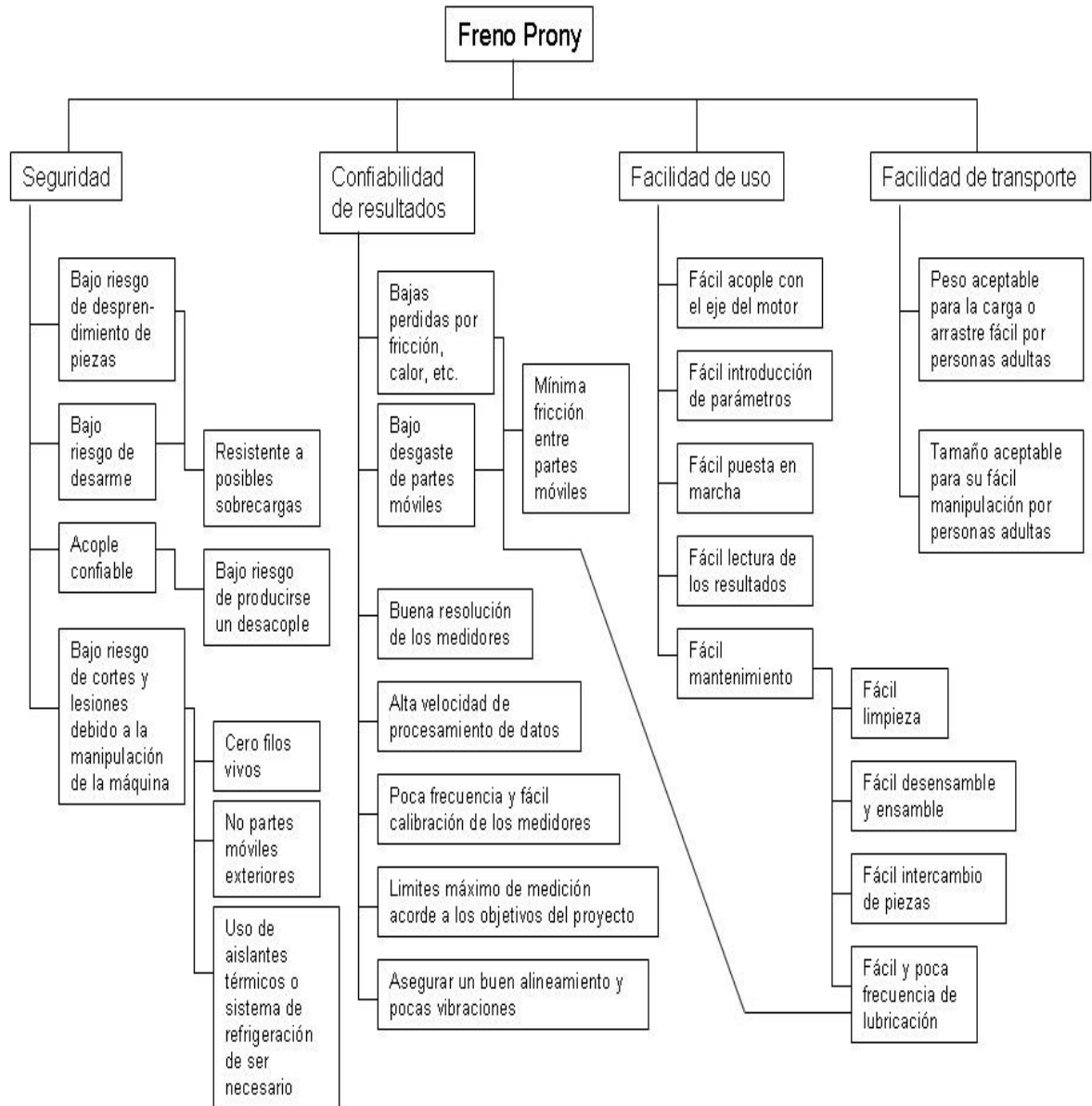
Una cosa son los objetivos de un proyecto, y otra son los objetivos de diseño. Estos últimos centran su atención en el producto y las características que se quiere que el mismo posea. Ya se sabe en sentido general que es lo que se quiere hacer: diseñar un dinamómetro del tipo llamado freno Prony, pero una clarificación de objetivos de diseños sientan una base más firme para el resto del proceso, y definirá cual es el resultado que se espera obtener realmente al final del mismo.

De esta forma, se analizó la situación y se definieron ciertos objetivos de diseño puntuales a los que se quiere llegar, que se dividen básicamente en cuatro categorías; Seguridad, confiabilidad de resultados, facilidad de uso y facilidad de transporte. De cada una de las anteriores categorías se desglosan diferentes ítems, y en la figura 27, se puede observar dicho desglosamiento y en general los que se definieron son los objetivos de diseño en forma de un árbol de objetivos, el

³⁷ CROSS, Nigel. Métodos de diseño: Estrategias para el diseño de productos. México D.F.: Limusa Wiley, 2005.

cual es un simple mapa conceptual en el que en el nivel más alto se encuentran los objetivos más generales y a medida que baja el nivel, se pueden observar las subdivisiones de cada objetivo y que se quiere lograr con cada uno de los mismos.

Figura 27 . Árbol de objetivos de diseño para el freno Prony.

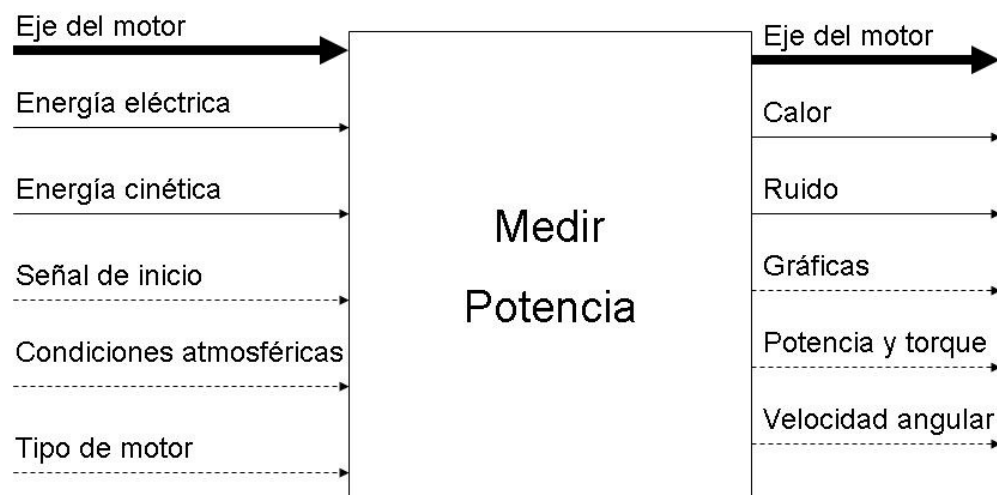


5.2 ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES

El siguiente análisis, al que se le ha llamado establecimiento de funciones, es una gran ayuda a la hora de entender el funcionamiento de la máquina que se quiere diseñar, y arrojará herramientas que, en lo posible, serán una guía por el camino correcto hacia el resultado que se busca alcanzar.

Lo primero que se realizó, es mirar la máquina en su sentido más general, desde el punto de vista funcional, es decir, lo que esta debe hacer. La máquina será diseñada para medir potencia, como ya se sabe, y como todo sistema debe tener unas entradas y unas salidas que se prevé son las que se pueden observar en la figura 28, una representación en forma de caja de lo que es el freno Prony.

Figura 28 . Caja negra para un freno Prony

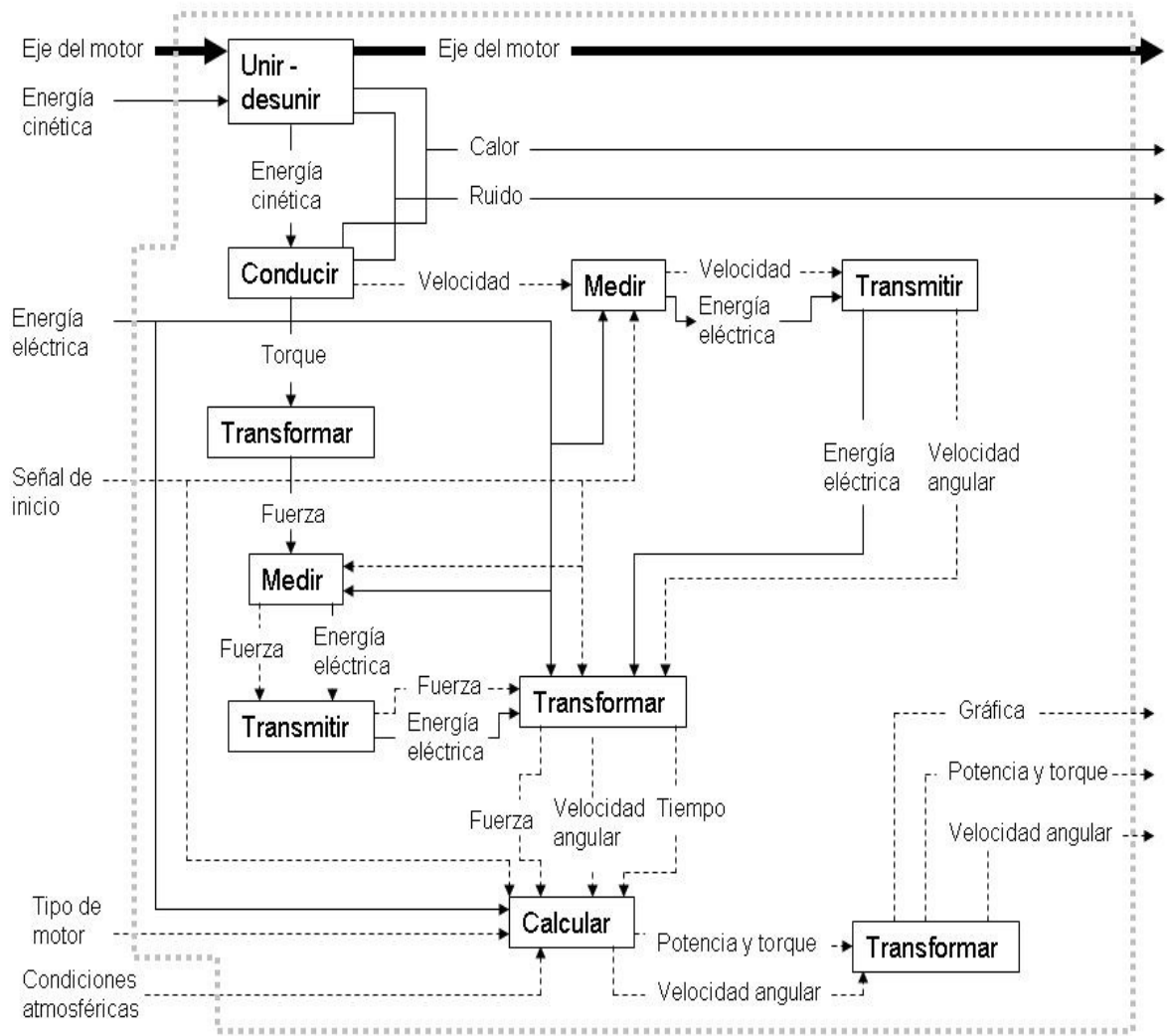


Haciendo un análisis un poco más detallado de lo que la máquina debe hacer, la función principal, que es medir potencia, se dividió en sub funciones, las cuales se consideraron son las siguientes:

- Acoplar con el eje del motor.
- Transformar torque en fuerza.
- Medir velocidad angular.
 - Obtener dato de velocidad angular.
 - Transmitir datos de velocidad angular.
- Medir fuerza.
 - Obtener valor de fuerza.
 - Transmitir valor de fuerza.
- Recopilar e interpretar datos.
 - Leer datos de velocidad y fuerza.
 - Transformar en datos numéricos.
 - Realizar cálculos.
 - Mostrar datos en forma gráfica y numérica.

Esta división en sub funciones es útil para tratar de visualizar de una manera más clara qué es lo que sucede dentro de la caja negra de la figura 28. En el sistema que llamamos freno Prony, se deben realizar varias acciones que transforman las entradas en las salidas definidas. En resumen, observando el freno Prony desde un punto de vista funcional, existen unos flujos de masa, energía e información que pasan por el freno y sufren diversas transformaciones para realizar la función principal del freno: la medición de potencia, y en figura 29, se pueden observar dichos flujos en forma de una estructura funcional, o como otros la llaman, caja transparente, en donde se intenta definir todo el recorrido y los cambios que sufre cada entrada en el freno hasta la obtención de los datos de salida definidos.

Figura 29 . Estructura Funcional de un freno Prony.



5.3 FIJACIÓN DE REQUERIMIENTOS

Luego de todo lo anterior, el siguiente paso es darle límites al diseño. De acuerdo al entendimiento que se ha logrado de los análisis anteriores, es posible definir las características que necesitamos que el freno Prony contenga y que límites se les van a dar. La construcción de la Tabla 2, se basó en los análisis anteriormente realizados y en la observación de máquinas similares que se encuentran en el

mercado actualmente (ver anexo B). En la misma, se especifican los requerimientos en seis categorías: capacidad, tamaño, facilidad de operación, mantenimiento, seguridad y confiabilidad, con medidas cuando es posible, y su importancia, ya sea que se trate de un requerimiento demandado, es decir, el cual la máquina debe tener sin excepción, o de un requerimiento deseado, es decir, sería mejor que lo tuviera pero en caso de no ser así se siguen cumpliendo los objetivos de diseño.

Tabla 2 . Lista de requerimientos para el freno Prony.

Requerimiento	Demandado	Deseado
Capacidad		
Medición de hasta 10 HP (7.46 kW)	x	
• Capaz de medir un torque de hasta 65 N.m	x	
• Capaz de medir una velocidad angular de hasta 12000 rpm	x	
Capacidad de acople	x	
• Diámetro del eje del motor entre 9 y 24mm	x	
• Longitud mínima del eje del motor de 20mm	x	
Tamaño		
Peso de la máquina máximo de 150 kg		x
Medidas de hasta 600 mm de largo por 450 mm de ancho por 450 mm de altura.		x
Facilidad de operación		
Software de computador	x	
• Permita ingresar datos de tipo de motor y condiciones atmosféricas	x	
• Permita activarse con un botón de fácil visualización.	x	
• Muestre curvas de torque y potencia vs. velocidad angular y las permita imprimir o guardar como archivo digital.	x	
• Entregue valor de potencia, máxima y a que velocidad angular se presenta.	x	
Fácil acople		x
• Número de máximo de 8 operaciones para acoplar e igualmente para desacoplar.		x
• Tiempo promedio máximo de acople y desacople de 20 minutos.		x
Mantenimiento		
Tiempos de intercambio de piezas comerciales sometidas a desgaste de aproximadamente 1 año o más.		x
Fácil intercambio de piezas comerciales sometidas a desgaste, principalmente rodamientos con un tiempo máximo para el intercambio de 30 minutos.		x
Fácil lubricación con frecuencias de 1 al mes o menos.		x
Menor número de piezas posibles y fáciles de ensamblar y desensamblar.		x

Requerimiento	Demandado	Deseado
Seguridad		
Cero fillos vivos y/o elementos corto-punzantes	x	
Pocas piezas exteriores que se puedan desensamblar a causa del uso.		x
Materiales exteriores aislantes o aislados del calor o utilización de refrigeración	x	
Sólo una parte externa móvil: el acople.	x	
Confiabilidad		
Toma de datos		
• Resolución mínima del medidor de fuerza de 1 N		x
• Resolución mínima del medidor de velocidad angular de 1 rpm		x
• Frecuencia mínima para la toma de datos de 0.01 seg.		x
• Velocidad mínima del procesador de datos de 1kHz	x	
Porcentaje de pérdidas por fricción máximo de 2 %		x
Carga de frenado variable para ajustar a las condiciones propicias para cada motor	x	

5.4 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS

5.4.1 Configuraciones para el Freno Prony.

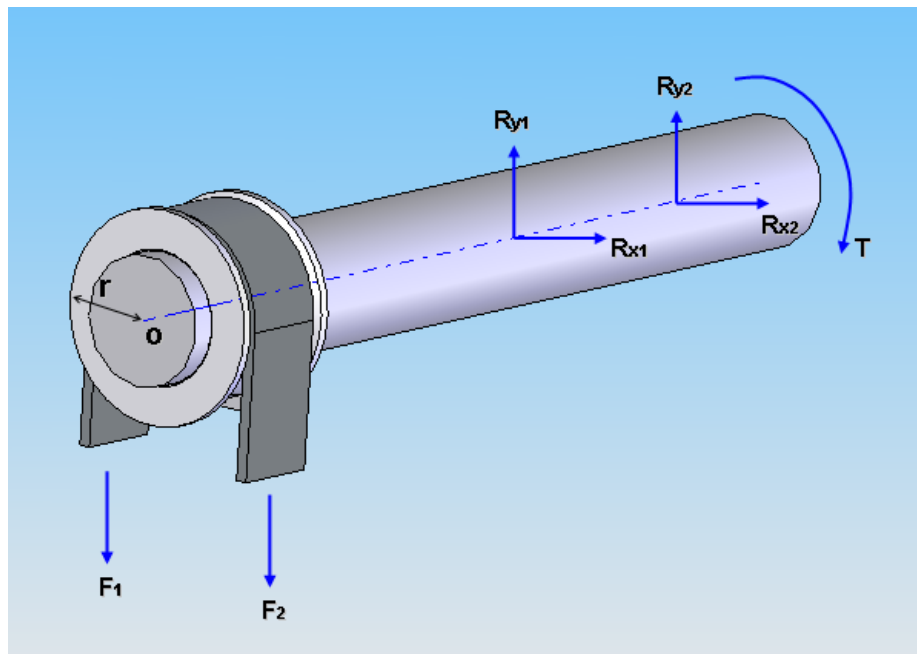
Según los principios básicos del freno Prony y las investigaciones realizadas sobre el tema, se presentarán dos configuraciones de las cuales se muestran su modelo de cálculo en forma más simplificada.

Una de éstas, es la configuración de banda, planteada de la siguiente forma: un eje acoplado al eje del motor para transmitir su torque, dos rodamientos que soportan la estructura y una polea sobre la cual se coloca una banda que sirve para generar la fuerza de frenado.

La consideración para esta forma de frenado, es que un extremo de la banda estaría restringido y el otro estaría libre para ejercerle la fuerza variable e ir frenando el eje.

En la figura 30, se muestra un análisis de la configuración representado mediante el diagrama de cuerpo libre.

Figura 30 . Diagrama de cuerpo libre en 3D para configuración de banda.



Donde las variables mostradas en el diagrama de cuerpo libre son:

- F_1 y F_2 son las fuerzas ejercidas por la banda.
- R_{X1} , R_{X2} , R_{Y1} y R_{Y2} , son las reacciones ejercidas por los rodamientos.
- T es el torque generado por el movimiento del eje.
- r es el radio.

Para completar el análisis del diagrama de cuerpo libre, se plantea el modelo de cálculo para esta configuración. Se hace una sumatoria de momentos en o .

$$\sum M_o = 0;$$

$$-T + F_1 \cdot r - F_2 \cdot r = 0$$

Luego, despejando el torque T , se obtiene:

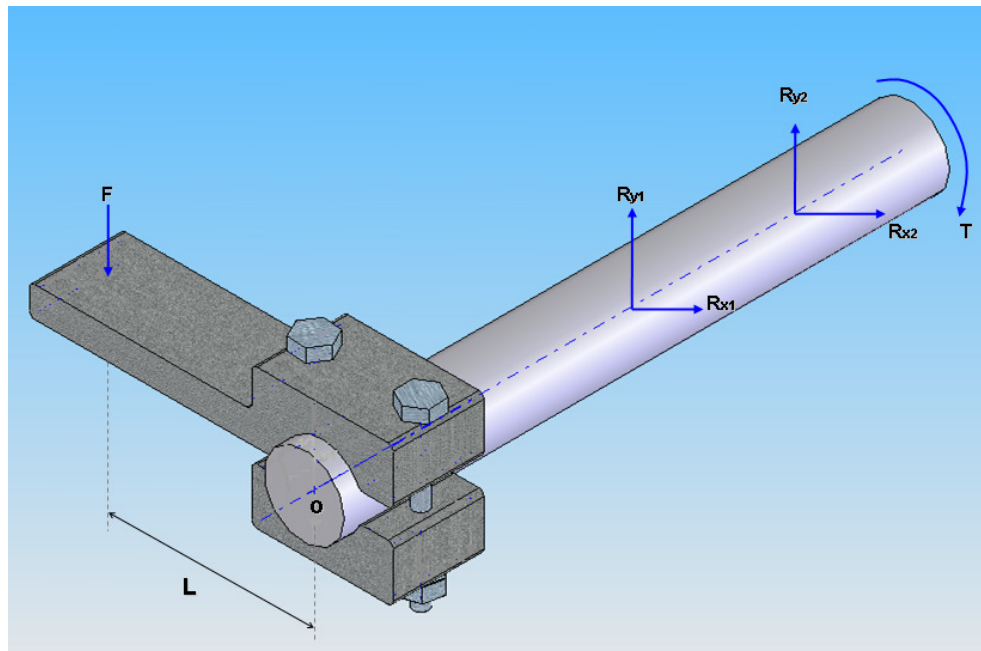
$$T = r(F_1 - F_2)$$

La otra configuración es la de brazo de torsión, planteada con una forma diferente de frenado del eje, más no de los componentes con los que se transmite el torque del motor y los rodamientos para el sostenimiento de la estructura.

En esta configuración se muestra un freno constituido por dos placas unidas por tornillos, los cuales, de acuerdo a su fuerza de apriete, generan una carga de frenado por la fricción sobre el eje, y como parte de una de estas placas, se encuentra un brazo sobre el cual se aplica una fuerza igual y contraria al torque proveniente del eje.

En la figura 31, se analiza el diagrama de cuerpo libre para esta configuración.

Figura 31 . Diagrama de cuerpo libre en 3D para configuración de brazo de torsión.



Las variables del cuerpo libre para la configuración, son:

- F es la fuerza ejercida sobre el brazo para el frenado.
- R_{X1} , R_{X2} , R_{Y1} y R_{Y2} , son las fuerzas ejercidas por los rodamientos.
- T es el torque generado por el movimiento del eje.
- L es la longitud entre la fuerza y el centro del eje o .

Mediante el modelo de cálculo basado en el diagrama de cuerpo libre para esta configuración, se pretende hallar el torque. Para esto se tiene la sumatoria de momentos en el centro o .

$$\sum M_o = 0;$$

$$-T + F \cdot L = 0$$

Y despejado el torque T , se obtiene:

$$T = F \cdot L$$

Vale anotar que las dos configuraciones anteriores son mostradas en su forma más simple, para facilitar la selección entre ellas.

En la primera configuración, se tiene que uno de los extremos de la banda debe estar anclado y, a su vez, debe medir la reacción en este punto. En el otro extremo se debe aplicar una fuerza que, a su vez, debe ser medida o conocida y con la información de las dos fuerzas anteriores se puede calcular el torque.

En la segunda configuración, se debe anclar el extremo del brazo y se debe medir la reacción en el, y aunque es necesario aplicar una fuerza de frenado en los tornillos que sea variable (para el caso expuesto, pero este sistema puede

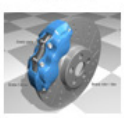
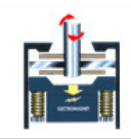

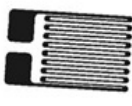
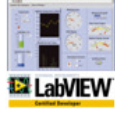
concebirse de muchas otras formas), el valor de ésta no es necesario si el sistema se encuentra en equilibrio, por lo que con solo medir una fuerza se puede calcular el torque, de esta forma disminuyendo posibles errores y facilitando la fabricación. Por lo tanto, la configuración seleccionada es la segunda

5.4.2 Diagrama morfológico.

De acuerdo con Cross³⁸, un buen método para la generación de alternativas es el análisis del diagrama morfológico, en el cual se toman las diferentes funciones secundarias que debe desempeñar el freno Prony y se analizan las posibles opciones existentes o ideadas. En la tabla 3 se puede visualizar el diagrama morfológico para el freno Prony, donde se pueden visualizar las opciones consideradas para seis funciones secundarias: Acoplar, frenar, medir velocidad, medir fuerza, procesar y software para calcular y visualizar datos. Las opciones visualizadas fueron el resultado de una pre-selección, donde sólo se dejaron las opciones aptas para el diseño. Es bueno aclarar que las opciones para cada función pueden ser tomadas tal cual como se presentan o sólo tomando su principio de funcionamiento, buscando luego su adaptación al diseño. También que en la parte de frenos, a pesar de que existen algunos que normalmente se accionen por medio de energía hidráulica o neumática, el escogido será adaptado para ser accionado por energía eléctrica, aboliendo la utilización de bombas que aumentan la complejidad, tamaño y precio del diseño.

³⁸ CROSS, Op. cit.

Tabla 3 . Diagrama morfológico para el diseño de un freno Prony.

Soluciones		1	2	3	4	5
Funciones secundarias						
1	Acoplar					
		Elástico dentado	Tipo Oldham	Altamente flexibles para ejes	Altamente flexible ranurado o de engrane	Flexible de pasador y casquillo o de brida
2	Frenar					
		Freno de tambor	Freno electromagnético	Freno de abrazadera	Freno de disco	
3	Activar el freno					
		Motor eléctrico y tornillo de potencia	Motor eléctrico, tornillo de potencia y cuña	Electroimán y resorte	Motor eléctrico, tornillo de potencia y resorte	Motor electrico y cable de acero
4	Medir velocidad					
		Encoder	Tacometro digital de contacto al eje	Tacometros sin contacto		
5	Medir fuerza					
		Balanza digital	Celdas de carga	Dinamómetros de fuerza	Galgas extensiométricas	
6	Controlar					
		Tarjeta de adquisicion de datos	Tarjeta desarrollada con PIC	PLC	FieldPoint	
7	Calcular y graficar					
		Visual Basic	Data acquisition toolbox- MATLAB	NI LabVIEW	Elaboración propia	

5.4.3 Evaluación de alternativas.

Del anterior diagrama morfológico, se pueden sacar muchas combinaciones posibles, pues en general no hay opciones que sean incompatibles entre ellas, por lo que sacar las diferentes alternativas para evaluarlas, cada una resultaría un trabajo bastante extenso. Así pues, se extrajo cada función y se analizaron las diferentes opciones por separado, obteniendo las tablas 4 a 10, donde se evalúan los aspectos que se consideraron importantes para cada función.

Para el análisis y evaluación de alternativas del diagrama morfológico, se siguieron las recomendaciones de Cross³⁹ en su libro “Métodos de diseño.”

La calificación tiene un rango de 0 a 1, siendo 1 lo mejor y 0 lo peor. Son dos calificaciones, una para cada diseñador (C1 y C2), las cuales serán promediadas (P) y multiplicadas por el valor de importancia relativa (peso).

Los valores con * , son valores puntuales y numéricos fácilmente identificables que se pueden hallar en catálogos referenciados en la bibliografía. Las demás calificaciones son relativas y se basan tanto en el criterio de los diseñadores, como en información obtenida en catálogos y otras fuentes.

³⁹ CROSS, Nigel. Métodos de diseño: Estrategias para el diseño de productos. México D.F: Limusa Wiley, 2005. p.131

Tabla 4 . Evaluación de alternativas para los acoples.

Criterio	Peso	Acople elástico dentado				Acople tipo Oldham				Acople altamente flexible para ejes				Acople altamente flexible de engranes				Acople flexible de brida o de pasado y casquillo			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
* Absorción de vibraciones	20	0.7	0.8	0.8	15	0.4	0.45	0.4	8.5	0.8	0.8	0.8	16	0.9	0.85	0.9	17.5	1	0.9	1	19
Facilidad de ensamble	12	0.7	0.8	0.8	9	0.7	0.7	0.7	8.4	0.8	0.7	0.8	9	0.6	0.7	0.7	7.8	0.5	0.6	0.6	6.6
Comerciabilidad	8	1	1	1	8	0.9	0.8	0.9	6.8	0.8	0.75	0.8	6.2	0.8	0.75	0.8	6.2	0.9	0.75	0.8	6.6
Facilidad de mantenimiento	8	0.9	0.8	0.9	6.8	0.9	0.9	0.9	7.2	0.7	0.7	0.7	5.6	0.7	0.7	0.7	5.6	0.7	0.65	0.7	5.4
* Compensación de desalineaciones	18	0.7	0.8	0.8	13.5	0.7	0.6	0.7	11.7	1	0.9	1	17.1	0.8	0.75	0.8	13.95	0.9	1	1	17.1
* Capacidad de transmisión de torque	20	0.9	0.9	0.9	18	0.4	0.4	0.4	8	1	0.9	1	19	1	0.95	1	19.5	1	1	1	20
* Velocidad máxima de trabajo	14	0.95	1	1	13.65	1	0.9	1	13.3	0.4	0.5	0.5	6.3	0.5	0.4	0.5	6.3	0.2	0.3	0.3	3.5
Total:	100	Total: 84				Total: 63.9				Total: 79.2				Total: 76.9				Total: 78.2			

Tabla 5 . Evaluación de alternativas para los frenos.

Criterio	Peso	Freno de tambor				Freno electromagnético				Freno de abrazadera				Freno de disco			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
Variación en la fuerza de frenado	20	1	0.8	0.9	18	0.7	0.75	0.7	14.5	0.9	0.85	0.88	17.5	1	0.95	0.98	19.5
Comerciabilidad de partes	8	0.9	0.8	0.9	6.8	0.2	0.4	0.3	2.4	0.5	0.2	0.4	2.8	1	1	1	8
Facilidad de mantenimiento	7	0.7	0.6	0.7	4.55	0.9	0.8	0.9	5.95	0.6	0.6	0.6	4.2	0.8	0.8	0.8	5.6
* Capacidad de frenado (torque de frenado)	18	1	0.7	0.9	15.3	1	0.9	1	17.1	0.9	0.8	0.9	15.3	1	0.9	1	17.1
* Velocidad máxima de trabajo	17	0.6	0.7	0.7	11.05	0.75	0.8	0.8	13.175	0.6	0.6	0.6	10.2	0.6	0.8	0.7	11.9
Capacidad de disipación del calor	10	0.5	0.6	0.6	5.5	0.7	0.6	0.7	6.5	0.7	0.9	0.8	8	0.8	0.9	0.9	8.5
Adaptabilidad a ser activado por energía eléctrica	20	0.5	0.3	0.4	8	1	1	1	20	0.65	0.6	0.6	12.5	0.5	0.5	0.5	10
Total:	100	Total: 69.2				Total: 79.6				Total: 70.5				Total: 80.6			

Tabla 6 . Evaluación de alternativas para el sistema de activación de los frenos.

Criterio	Peso	Motor eléctrico y tornillo de potencia				Motor eléctrico, tornillo de potencia y cuña				Electroimán y resorte				Motor eléctrico, tornillo de potencia y resorte				Motor eléctrico y cable de acero o guaya			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
Posibilidad de variación de la fuerza	30	0.3	0.8	0.6	16.5	0.6	1	0.8	24	0.7	0.7	0.7	21	1	1	1	30	0.3	0.4	0.4	10.5
Torque máximo de frenado	25	0.8	0.8	0.8	20	1	0.9	1	23.75	1	0.8	0.9	22.5	1	1	1	25	0.8	0.7	0.8	18.75
Facilidad de ensamble	20	0.8	0.75	0.8	15.5	0.7	0.5	0.6	12	1	0.8	0.9	18	0.7	0.8	0.8	15	0.9	0.9	0.9	18
Comerciability de partes	10	1	0.9	1	9.5	1	0.9	1	9.5	0.9	0.9	0.9	9	1	1	1	10	1	1	1	10
Facilidad de mantenimiento	15	0.8	0.7	0.8	11.25	0.7	0.6	0.7	9.75	1	0.7	0.9	12.75	0.8	0.8	0.8	12	0.9	1	1	14.25
Total:	100	Total: 72.8				Total: 79				Total: 83.3				Total: 92				Total: 71.5			

Tabla 7 . Evaluación de alternativas para los medidores de velocidad.

Criterio	Peso	Encoder				Tacómetro digital de contacto				Tacómetro digital sin contacto			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
* Exactitud y precisión	15	1	0.9	0.5	6.75	0.9	0.9	0.9	13.5	0.8	0.9	0.9	12.75
* Resolución de la medición	18	1	1	1	18	1	0.6	0.8	14.4	1	0.9	1	17.1
* Velocidad de muestreo	10	1	1	1	10	0.8	0.7	0.8	7.5	0.8	0.8	0.8	8
Comerciability	10	0.9	0.9	0.9	9	0.9	0.9	0.9	9	0.8	0.9	0.9	8.5
Facilidad de calibración	5	1	0.9	1	4.75	1	0.8	0.9	4.5	1	0.8	0.9	4.5
* Máxima medida	15	0.9	1	1	14.25	1	0.8	0.9	13.5	1	1	0.9	13.5
Facilidad de transmisión de datos	15	0.9	0.9	0.9	13.5	0.8	0.9	0.9	12.75	0.8	0.9	0.9	12.75
Facilidad de instalación	12	0.9	0.9	0.9	10.8	0.8	0.7	0.8	9	0.6	0.7	0.7	7.8
Total:	100	Total: 87.1				Total: 84.2				Total: 84.9			

Tabla 8 . Evaluación de alternativas para los medidores de fuerza.

Criterio	Peso	Balanza digital				Celdas de carga				Dinamómetro de fuerza				Galga extensiométrica			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
* Exactitud y precisión	15	0.8	0.9	0.9	12.75	0.9	0.9	0.9	13.5	0.9	0.6	0.8	11.25	0.9	0.9	0.9	13.5
* Resolución de la medición	18	1	0.7	0.9	15.3	1	1	1	18	1	0.7	0.9	15.3	1	0.95	1	17.55
* Velocidad de muestreo	10	0.2	0.3	0.3	2.5	1	0.95	1	9.75	0.5	0.9	0.7	7	1	1	1	10
Comerciabilidad	10	1	0.9	1	9.5	0.7	0.7	0.7	7	0.8	0.9	0.9	8.5	0.6	0.7	0.7	6.5
Facilidad de calibración	5	0.8	0.7	0.8	3.75	0.8	0.85	0.8	4.125	0.8	0.7	0.8	3.75	1	1	1	5
* Máxima medida	15	1	0.5	0.8	11.25	1	1	1	15	1	0.8	0.9	13.5	1	1	1	15
Facilidad de transmisión de datos	15	0.6	0.5	0.6	8.25	0.8	0.8	0.8	12	0.6	0.7	0.7	9.75	0.8	0.8	0.8	12
Facilidad de instalación	12	0.7	0.6	0.7	7.8	0.9	0.95	0.9	11.1	0.6	0.6	0.6	7.2	0.8	0.8	0.8	9.6
Total:	100	Total: 71.1				Total: 90.5				Total: 76.3				Total: 89.2			

Tabla 9 . Evaluación de alternativas para los controladores.

Criterio	Peso	Tarjeta de adquisición de datos				Tarjeta desarrollada con PIC				PLC				FieldPoint			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
* Velocidad de procesamiento	20	1	0.9	1	19	1	0.7	0.9	17	0.6	0.6	0.6	12	0.4	0.5	0.5	9
Comerciabilidad	15	0.8	0.8	0.8	12	0.5	0.8	0.7	9.75	1	0.8	0.9	13.5	0.3	0.2	0.3	3.75
Facilidad en la lectura de datos	20	1	0.9	1	19	0.6	0.6	0.6	12	0.8	0.7	0.8	15	0.7	0.6	0.7	13
Facilidad de transmisión de datos	20	1	1	1	20	0.6	0.7	0.7	13	0.6	0.8	0.7	14	0.4	0.6	0.5	10
Complejidad de programación	25	0.8	0.8	0.8	20	0.4	0.6	0.5	12.5	0.6	0.4	0.5	12.5	0.7	0.6	0.7	16.25
Total:	100	Total: 90				Total: 64.3				Total: 67				Total: 52			

Donde las siglas en inglés de PIC y PLC significan:

PIC conocido como Programmable Interface Controller (controlador de interfase programable) y luego renombrado Programmable Intelligent Computer (computador inteligente programable).

PLC: Programmable logic controller (Controlador lógico programable)

Tabla 10 . Evaluación de alternativas para el software

Criterio	Peso	Visual basic				Data acquisition toolbox - Matlab				NI - Labview				Elaboración propia			
		C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor	C1	C2	P	Valor
Facilidad de adquisición de datos	17	0.6	0.7	0.7	11.05	0.6	0.6	0.6	10.2	0.9	0.9	0.9	15.3	0.5	0.7	0.6	10.2
Comercialidad	15	1	0.7	0.9	12.75	0.8	0.9	0.9	12.75	0.8	0.8	0.8	12	0	0	0	0
Conocimiento del lenguaje de programación	30	0.4	0.3	0.4	10.5	0.6	0.5	0.6	16.5	0.9	0.8	0.9	25.5	0	0	0	0
Facilidad de programación	18	0.7	0.8	0.8	13.5	0.7	0.6	0.7	11.7	0.9	0.9	0.9	16.2	0.3	0.2	0.3	4.5
Facilidad de utilización por el usuario	20	0.7	0.6	0.7	13	0.7	0.6	0.7	13	1	1	1	20	0.9	0.8	0.9	17
Total:	100	Total: 60.8				Total: 64.2				Total: 89				Total: 31.7			

Bajo los resultados obtenidos en la evaluación de cada una de las alternativas, los dispositivos seleccionados para el freno Prony son:

- Acople elástico dentado: de fácil montaje y mantenimiento, tiene buenas capacidades de absorción de vibración y soporta los torques y las velocidades requeridas en la aplicación.
- Un disco para el freno: sistema altamente comercial, relativamente de fácil mantenimiento, capaz de disipar el calor y de generar altos torques a altas velocidades.
- Motor eléctrico, tornillo de potencia y resorte: altamente comerciales, y los que permiten un mejor control de la variación de la fuerza.
- Encoder: comercial, con una muy buena confiabilidad de los resultados, de fácil transmisión de los mismos y de fácil instalación.
- Celda de carga: tiene excelentes características de precisión, exactitud, una fácil instalación y transmisión de datos.

- Tarjeta de adquisición de datos: es fácil de programar y tiene todas las ventajas en cuanto a la facilidad para la recolección y transmisión de datos.
- NI – LabView: tiene grandes ventajas para la programación y utilización por su interfase visual, además de ser desarrollado especialmente para la adquisición de datos y el control de herramientas. También presenta la ventaja de ser conocido por los diseñadores, tener un gran soporte en la Universidad EAFIT y ser compatible con diversas tarjetas de adquisición de datos.





5.4.4 Análisis estructural





Haciendo una adaptación de los principios morfológicos, se presenta el análisis estructural, el cual se basa en la exploración de las posibles alternativas para la configuración de los elementos de la máquina o aparato que se va a diseñar, mostrados gráficamente.

5.4.4.1 Análisis estructural para el sistema en general

Al freno Prony, se le analizaron las configuraciones gráficas de las partes básicas de su sistema general, tales como son el acople, el eje, los rodamientos, la mordaza para el freno, las celdas de carga a tensión y compresión, el disco para el freno y el encoder, y se representan de la siguiente forma:

Tabla 11 . Significados de las partes en las configuraciones

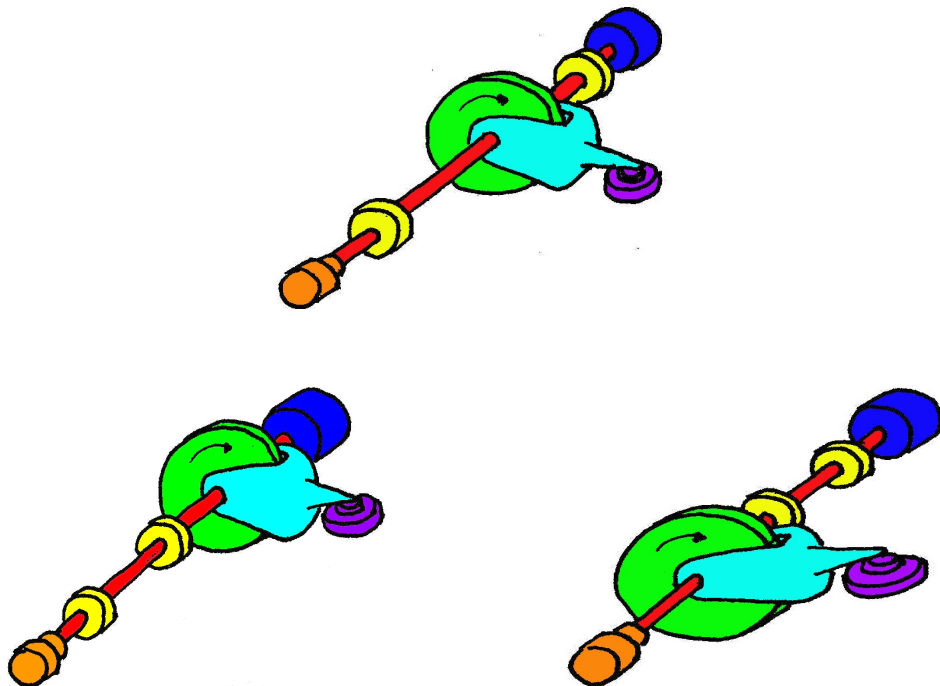
Representación				
Significado	Acople	Eje	Rodamientos	Mordaza para el freno

Representación				
Significado	Celda de carga a compresión	Celda de carga a Tensión	Disco para freno	Encoder

Primero, se analizó la configuración de los rodamientos, que son los encargados de sostener el sistema mediante una estructura.

Para éste se presentan 2 configuraciones como se muestra en la figura 32, una es que los rodamientos sean ubicados a lado y lado del sistema de frenado y la otra es que los rodamientos sean ubicados a un lado de éste, los cuales pueden ser invertidos (los rodamientos pueden estar al frente o detrás del sistema de frenado).

Figura 32 . Configuraciones para los rodamientos.

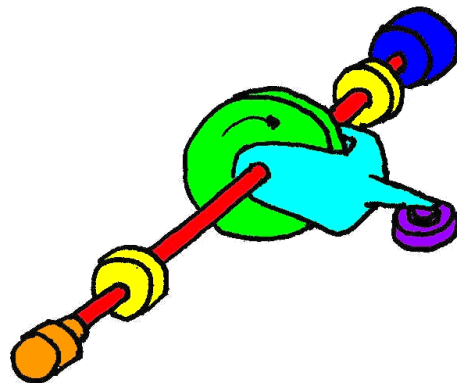


El siguiente análisis se hace para la posición de la celda de carga, dividiéndolo en dos partes: la configuración para la celda de carga a compresión y la configuración de la celda de carga a tensión.

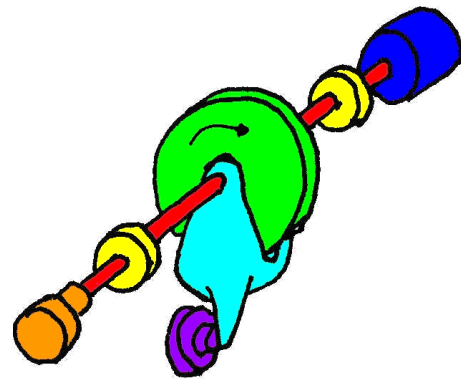
Al dividir las dos configuraciones lo que se busca es una ubicación ideal donde según el tipo de celda que se escoja, pueda tener un funcionamiento eficiente y evitar posibles errores en la toma de datos.

En la siguiente figura se muestran las posibles configuraciones gráficas en el sistema para la celda de carga a compresión.

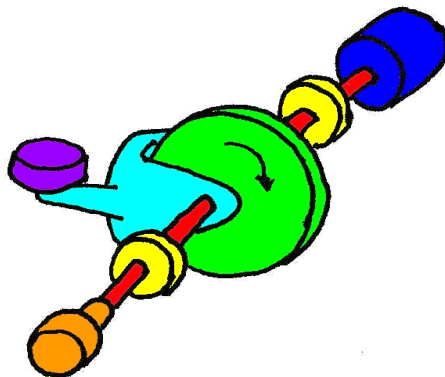
Figura 33 . Configuraciones para la celda de carga a compresión



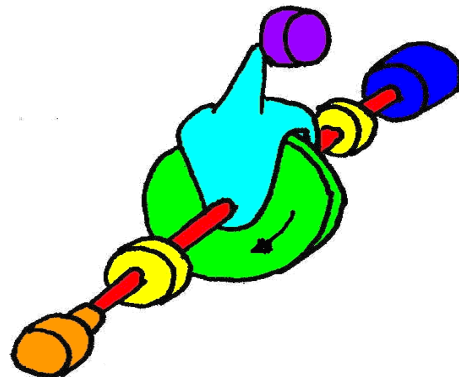
a. Celda lado derecho



b. Celda abajo



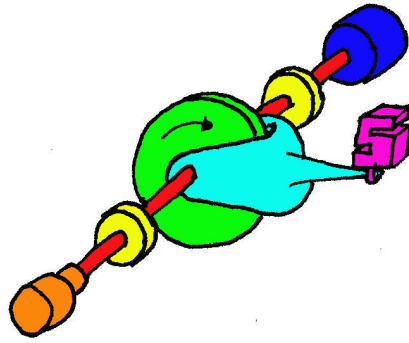
c. Celda lado izquierdo



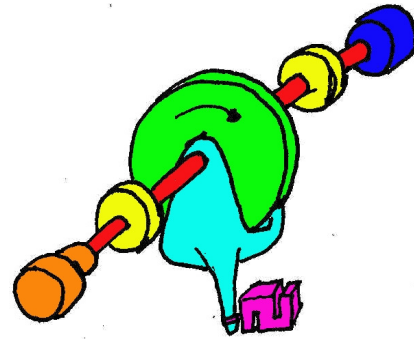
d. Celda arriba

Y para la celda de carga a tensión, también se muestran sus configuraciones.

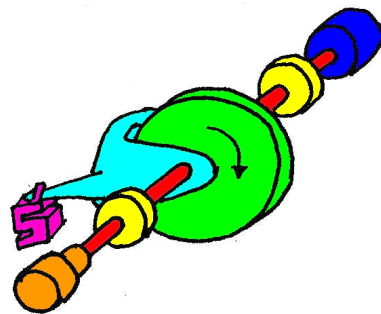
Figura 34 . Configuraciones para la celda de carga a tensión



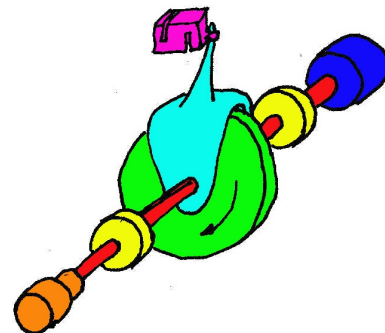
a. Celda en lado derecho



b. Celda abajo



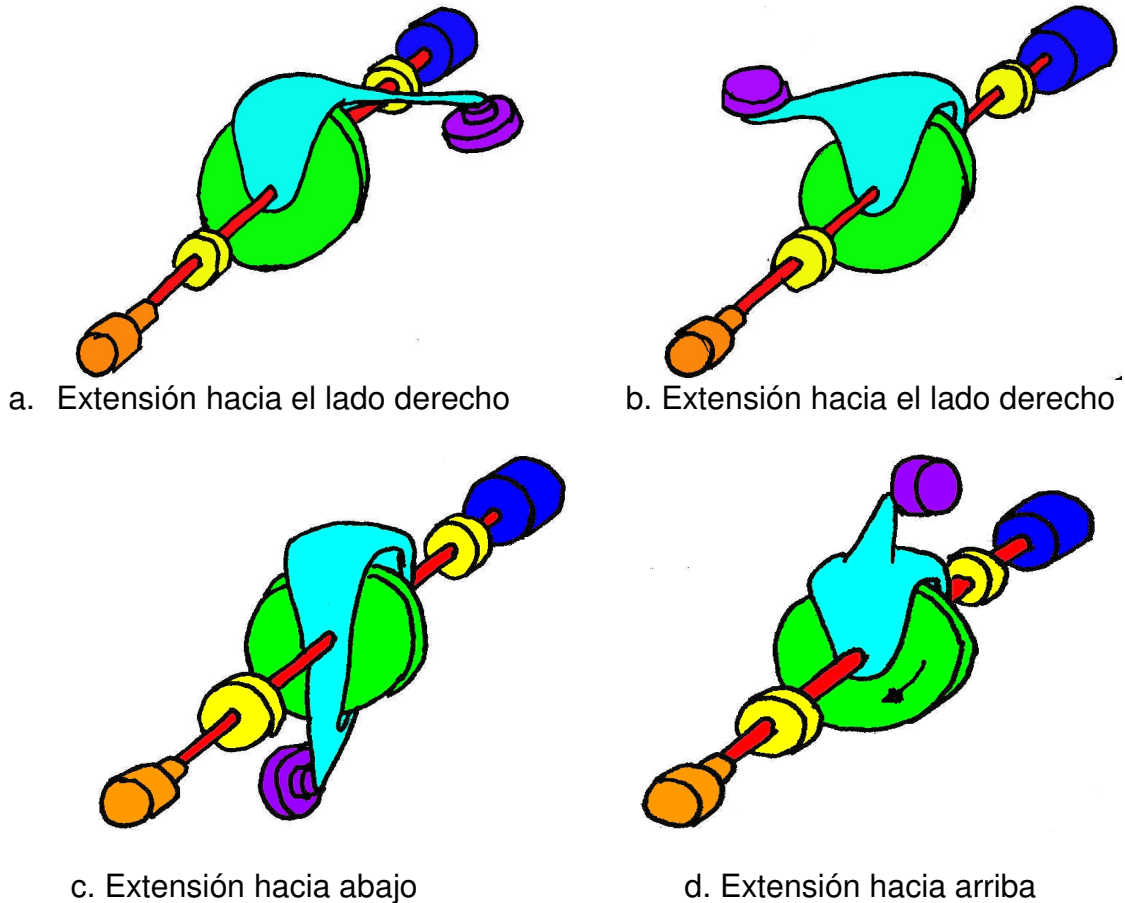
c. Celda en lado izquierdo



d. Celda arriba

La configuración para el brazo de la mordaza, también es una de las partes importantes a analizar para el buen funcionamiento del freno Prony, por esta razón se muestran 3 configuraciones.

Figura 35 : Configuraciones para el brazo de la mordaza



Analizando las anteriores configuraciones, para la ubicación de los rodamientos se escogió la primera, donde el disco se encuentra en la mitad de los rodamientos, buscando equilibrar las cargas de los mismos y una mayor estabilidad. Para la posición de la celda de carga, sea que se escoja una de compresión o una de tensión, donde se encuentra abajo, buscando que la medición sea cero, cuando no existe fuerza de frenado.





En las configuraciones para el brazo, se elige el último (figura 35, numeral “d”) donde el brazo es una pequeña extensión de la mordaza y no presenta mayores modificaciones.





5.4.4.2 Análisis estructural para el sistema de frenado

El sistema de frenado es una parte esencial para el objetivo de este proyecto, razón por la que se decidió analizarlo a parte de las configuraciones del sistema general.

Cada parte del sistema se representa de la siguiente forma:

Tabla 12 . Significado de las partes para la configuración de los mecanismos

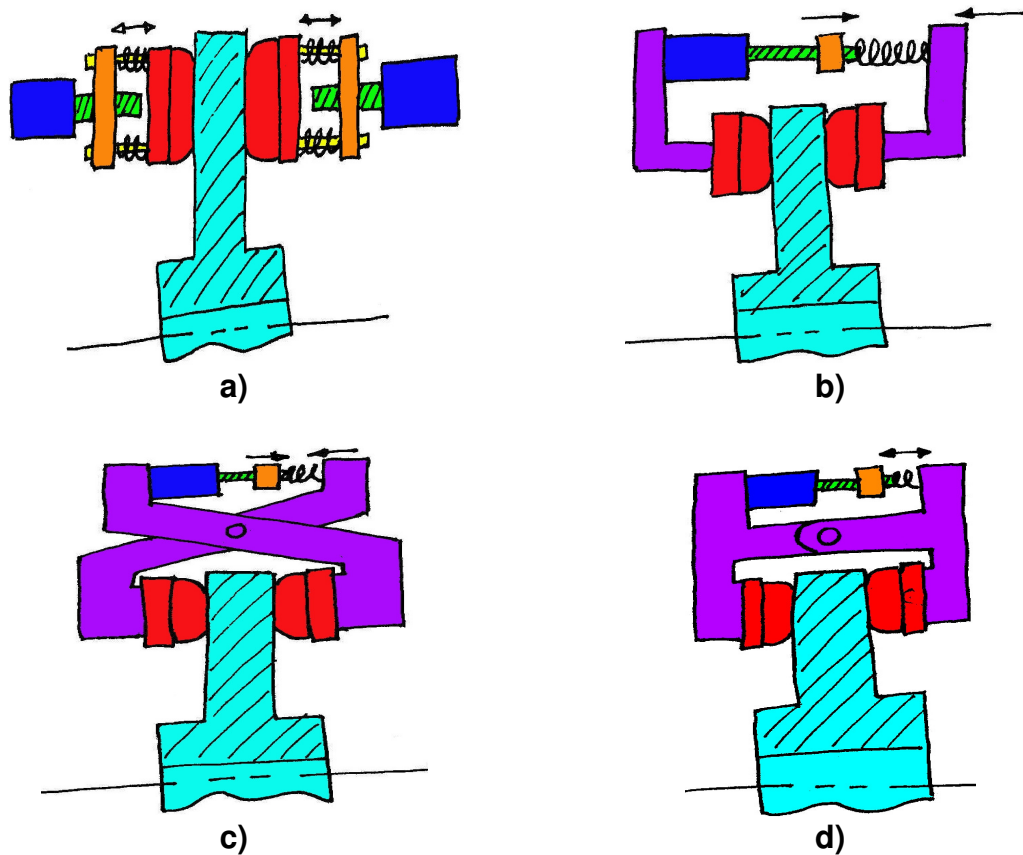
Representación				
Significado	Motor	Pasta de freno	Tuerca	Resorte

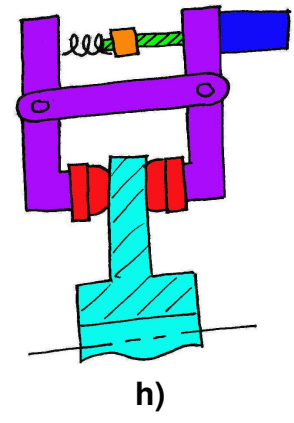
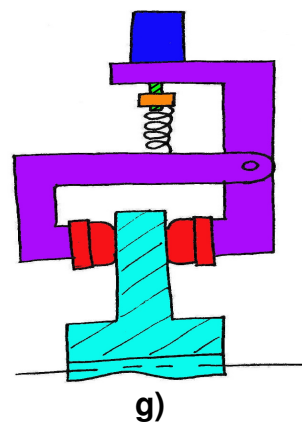
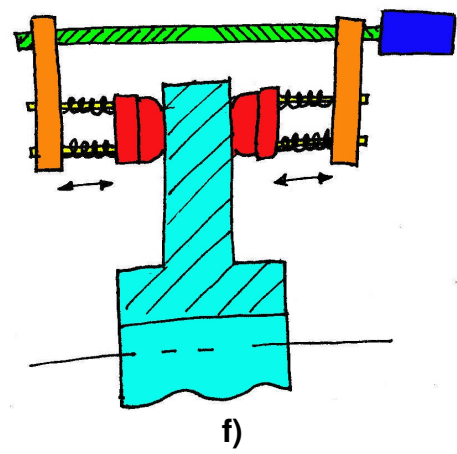
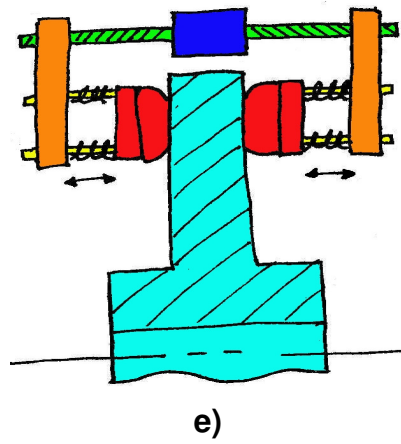
Representación				
Significado	Guías	Tornillo de potencia	Disco para el freno	Brazo o estructura

En la figura 36 se muestran 8 configuraciones para este sistema que funcionan así: en *a)* se observa que son dos los motores que mueven un tornillo de potencia a cada lado, los que a su vez van moviendo sus respectivas tuercas, que se mueven por las guías comprimiendo los resortes y estos, a su vez, aplicando esta compresión a las pastas para frenar el disco; en *b)* el motor mueve el tornillo de potencia, haciendo que la tuerca estire el resorte para que los brazos se cierren y así las pastas se compriman al disco; en *c)* el principio del funcionamiento es el mismo que en *b)*, el cambio se presenta en la configuración para el mecanismo; en *d)*, la tuerca comprime el resorte, que a su vez, transmite la fuerza por medio de los brazos mostrados y un pivote a las pastas, comprimiéndolas contra el disco; en *e)* la idea del funcionamiento es similar a la que se observó en *a)*, la diferencia radica en que no serían dos motores para mover los tornillos de potencia, sino que sería un motor con salida para dos ejes, a los cuales se les pondrían los tornillos

de potencia; en *f*) el funcionamiento es igual al de *e*), pero en este caso no sería un motor con salida para dos ejes, sino que se fabricaría un tornillo de potencia con rosca izquierda en cierta longitud y rosca derecha en la otra longitud, así cuando el motor haga girar el tornillo hará mover las tuercas y comprimir los resortes haciendo que las pastas se compriman al disco; en el caso de *g*) el motor mueve el tornillo de potencia, la tuerca comprime el resorte haciendo presión sobre los brazos haciendo que estos mediante el pivote se ajusten al disco y puedan frenarlo; y para *h*) el motor mueve el tornillo de potencia hasta hacer que la tuerca comprima el resorte, abriendo la parte superior de los brazos para que estos compriman las pastas contra el disco.

Figura 36 . Configuración del sistema de frenado





De los mecanismos anteriores, se escogió el “d,” por tratarse de un sistema que sólo utiliza un motor, es sencillo y de fácil construcción, es comercial y aunque debido al pivote, las pastas no realizan un movimiento lineal sino giratorio, lo que implica un desgaste no uniforme de las mismas. Está comprobado industrialmente que este sistema funciona y es utilizado.

6. MODELO DE CÁLCULO

Para poder obtener los valores de potencia junto con sus respectivas gráficas a partir de las medidas que el freno Prony tome, será necesario que la máquina que se diseñe, o el software que se desarrolle con ésta, realice ciertos cálculos que arrojen los resultados deseados. Para realizar estos cálculos será necesario definir la formulación matemática que se utilizará.

Como primer paso se parte de la ecuación sencilla que dice:

$$P = T * \omega \quad [1]$$

Donde “ P ” es potencia, [W], “ T ” es torque [N.m] y ω [rad/s] es la velocidad angular. Esta es la fórmula base para el principio de funcionamiento del freno Prony, en el cual de forma indirecta se medirá el torque que entrega el motor, y con base en la medición directa de la velocidad angular del eje del mismo, se realiza dicho cálculo, y se puede graficar una curva en función de la velocidad angular y del respectivo torque.

De acuerdo con lo anterior, el torque se mide de forma indirecta debido a que se utiliza un brazo que absorbe el torque que ejerce el motor, y lo transforma en una fuerza puntual siendo esta fuerza igual a:

$$F = \frac{T}{l} \quad [2]$$

Donde “ F ” es la fuerza medida [N] y “ l ” es la distancia medida desde el centro del eje hasta el punto de aplicación de la fuerza [m]. De esta forma y despejando “ T ” de la ecuación anterior, obtenemos que la potencia será igual a:

$$P = F * l * \omega \quad [3]$$

Esta potencia será llamada potencia al freno, y es la potencia que es capaz de ejercer el motor bajo cierta carga de frenado que el freno Prony le aplica, y a la correspondiente velocidad de rotación, aunque para ser más precisos, la potencia de frenado que llamaremos “ N_b ”, será igual a la expresión anterior sumándole ciertas pérdidas debido a la fricción, obteniendo la siguiente ecuación:

$$N_b = F * l * \omega + N_f \quad [4]$$

Donde “ N_f ” es la potencia [W] disipada debido a la fricción.

Como se menciona en el marco referencial, al menos en el caso de los motores de combustión interna, no se pueden aplicar cargas de frenado muy grandes sobre el eje del motor que lleguen al límite de lo que estos son capaces de entregar, pues se corre el riesgo de frenarlos al punto de apagarlos. Por lo tanto, en la prueba será necesario aplicar una carga de frenado por debajo de la que el motor es capaz de entregar y a esta potencia al frenado se le suma la potencia requerida para acelerar la masa del dinamómetro obteniendo la potencia real entregada por el motor. Así, la fórmula de la potencia entregada por el motor sería:

$$N_m = N_b + N_l \quad [5]$$

Siendo “ N_m ” la potencia entregada por el motor [W] y “ N_l ” la potencia requerida [W] para acelerar la masa del dinamómetro.

Para calcular el valor de “ N_l ”, se tiene la fórmula que dice:

$$N_l = T_l * \omega \quad [6]$$

Donde “ T_l ” es el torque [N.m] ejercido por la inercia de la masa del dinamómetro que se opone al movimiento del motor. Teniendo que:

$$T_l = I * \alpha \quad [7]$$

Siendo “ I ” el momento de inercia centroidal del dinamómetro y α la aceleración angular [rad/s²], se obtiene que:

$$N_l = I * \alpha * \omega \quad [8]$$

De acuerdo a la geometría de las partes giratorias del dinamómetro, el cálculo de I puede ser basado en a fórmula:

$$I = m * \bar{k}^2 \quad [9]$$

Donde k^2 es el radio de giro centroidal [m²] de la parte y m es la masa [kg] de las partes o simplemente existen fórmulas de I para geometrías definidas.

Para el cálculo de la aceleración angular, será necesario tener en cuenta la forma de obtención de datos, donde:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1} \quad [10]$$

Donde la aceleración en algún instante será igual a la diferencia de la velocidad angular de dicho instante y la inmediatamente anterior, dividido en intervalo de tiempo entre las mediciones.

Por último a tener en cuenta para el caso de los motores de combustión interna, es el hecho de que la medición se estará realizando a condiciones que muy posiblemente no son las estándar, por lo tanto, el valor de la potencia aunque va a ser una potencia real desarrollada bajo ciertas condiciones, no es un buen punto de referencia para comparar.

Por ende será necesario aplicar unos factores de corrección buscando estandarizar los valores de la prueba. De esta forma obtiene que que:

$$N_s = N_m * \frac{p_s}{p_o - xp_w} * \sqrt{\frac{t_o}{t_s}}$$

Donde N_s es la potencia estandarizada [W], p_s la presión estándar (101.3kPa), p_o es la presión en el lugar de la prueba [kPa], p_w es la presión parcial de vapor de agua a la temperatura t_o , x es la humedad relativa, t_o es la temperatura medida [K] y t_s es la temperatura estándar (Difiere de acuerdo a diferentes reglas, para el código ASME es 293K)

7. CÁLCULOS

7.1 DATOS DE DISEÑO

A continuación se presentan los datos que fueron utilizados para realizar el diseño mecánico de los diferentes componentes del freno Prony:

El torque del motor se retoma de la tabla 2 en el numeral 5.3, donde $T_m = 65N.m$.

El factor de seguridad, se elige mediante el método del AISC, teniendo en cuenta la función que la máquina va a tener. Tomando las recomendaciones de Shigley⁴⁰ en la tabla 1-3, se tiene que “para soportes de maquinaria en movimiento alternativo o unidades con potencia de impulsión propia,” el factor de seguridad debe ser $K \geq 1.50$.

De esta manera, el factor de seguridad con el que se trabajará en este proyecto es $F_s = 1.5$.

Con los valores anteriores, se procede a hallar el torque de trabajo.

$$T_T = 65N.m * 1.5$$

$$T_T = 97.5N.m$$

⁴⁰ SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002. p29.

7.2 CÁLCULOS DE LA MORDAZA

Luego de haber escogido el sistema de freno de disco como forma de aplicación de la carga de frenado, y haber seleccionado la opción *d*) en el análisis del sistema de frenado (ver numeral 5.4.4.2, figura 36), se buscó información sobre vendedores industriales de este tipo de frenos. Al realizar esta búsqueda se halló la compañía *Twiflex Limited* dedicada a la fabricación de frenos industriales. De su catálogo de productos⁴¹ se escogió una mordaza para ser utilizada en el diseño del freno Prony, como se podrá apreciar más adelante en el numeral 8.

La mordaza escogida fue la tipo “*MU Disc Brake Caliper*”. Para este tipo de mordaza recomiendan la utilización de un disco de 8mm de espesor con un diámetro mínimo de 150mm, que aunque no se encuentra dentro del catálogo de discos estándar que se pueden apreciar en el catálogo de productos⁴², se puede mandar a fabricar por pedido en hierro de grafito esferoidal.

Del catálogo de especificaciones del producto (ver anexo C), se tiene que:

$$B_t = B_f * r_e$$

Donde:

B_t = Torque de frenado

B_f = Fuerza de frenado

r_e = Radio efectivo del disco = $R_{disco} - 0.02m$

⁴¹ TWIFLEX LIMITED. Industrial disc brakes, Products brochure [pdf]. Disponible en Internet:<www.twiflex.com>

⁴² Ibid.

De esta forma:

$$r_e = 0.075m - 0.02m$$

$$r_e = 0.055m$$

Conociendo B_t , se despeja B_f :

$$B_f = \frac{B_t}{r_e}$$

$$B_f = \frac{97.5N.m}{0.055m}$$

$$B_f = 1772.72N$$

Esta fuerza es bastante menor a la fuerza máxima de frenado que la mordaza es capaz de aplicar, que según el catálogo del producto, es de 2.7 kN. De esta manera, se tienen los siguientes diagramas de cuerpo libre para el disco y la mordaza vistos desde el plano "x

Figura 37 . Diagrama de cuerpo libre del disco.

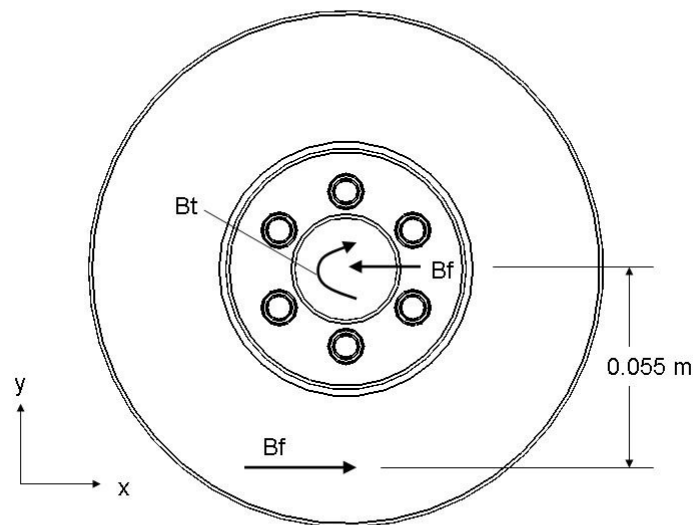
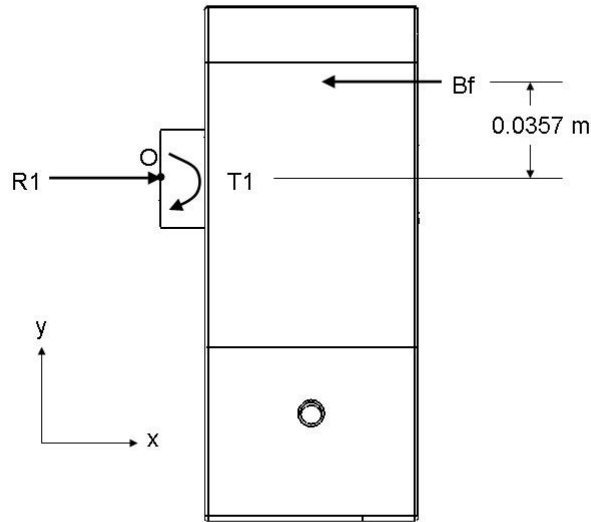


Figura 38 . Diagrama de cuerpo libre de la mordaza en el plano “xy.”



Los cálculos estáticos de la mordaza escogida, según el diagrama de cuerpo libre, son:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0; \\ B_f - R_1 &= 0 \\ R_1 &= B_f\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_o &= 0; \\ T_1 &= 1772.72N * 0.0357m\end{aligned}$$

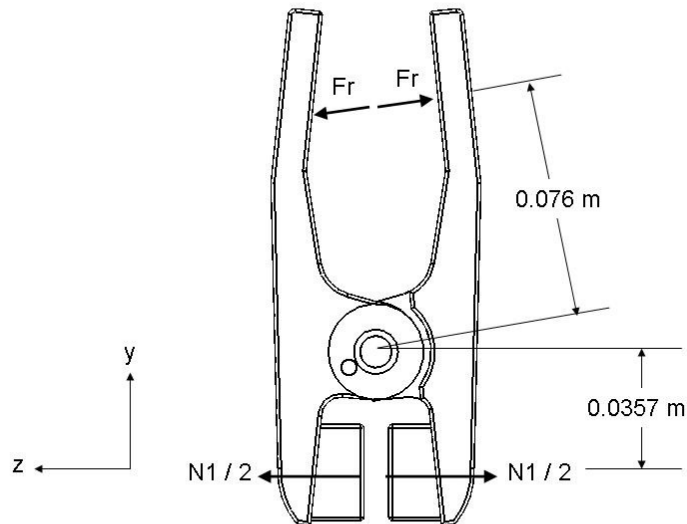
$$R_1 = 1772.72N$$

$$T_1 = 63.2861N.m$$

Donde R_1 y T_1 , son la fuerza y el momento resultantes como reacción en el lugar de sujeción de la mordaza debido a la fuerza de frenado B_f .

Vista la mordaza desde el plano “yz”, tenemos el siguiente diagrama de cuerpo libre:

Figura 39 . Diagrama de cuerpo libre de la mordaza en el plano “yz.”



Donde, “ N_1 ” es la normal necesaria para producir la fuerza de frenado “ B_f ”, que se ve divide por 2, pues “ N_1 ” es la sumatoria de las fuerzas ejercidas por cada una de las pastillas; y “ F_r ” es la fuerza requerida por el resorte para producir la fuerza “ N_1 ”. Teniendo la mordaza ensamblada (como se puede apreciar en la figura 39), sobre el punto “O” no existen reacciones pues las fuerzas F_r y $N_1/2$, son opuestas en sentido e iguales en magnitud.

Teniendo en cuenta que en el catálogo el coeficiente de fricción entre pastilla y acero es $\mu = 0.38$, se tiene que:

$$B_f = N_1 * \mu$$

$$N_1 = \frac{B_f}{\mu}$$

$$N_1 = \frac{1772.72N}{0.38}$$

$$N_1 = 4665.05N$$

Y de la sumatoria de momentos en "o":

$$\sum M_o = 0;$$

$$\frac{N_1}{2} * 0.0357 = F_r * 0.076$$

$$F_r = \frac{4665.05 * 0.0357}{2 * 0.076}$$

$$F_r = 1095.67N$$

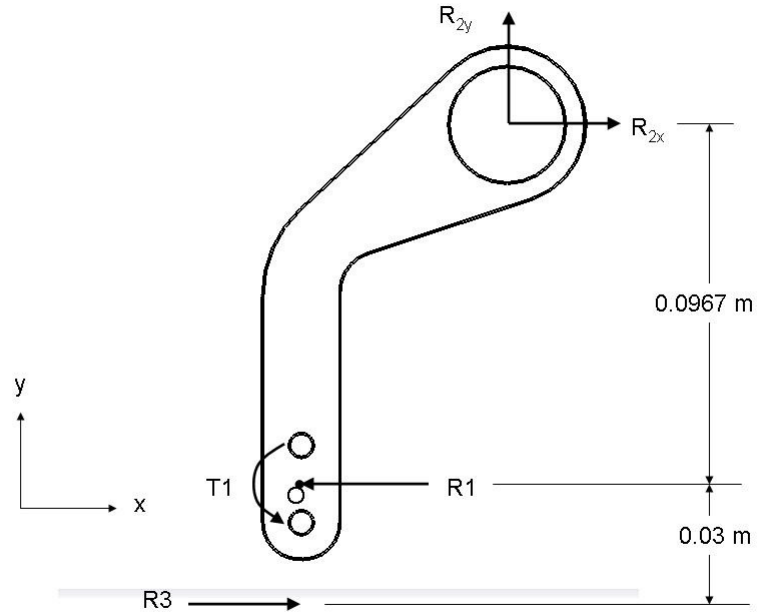
Donde se obtiene que la fuerza requerida por el resorte para generar N_1 es de

$$F_r = 1095.67N$$

7.3 CÁLCULO SOPORTE MORDAZA

Para sostener la mordaza se definieron dos piezas con la geometría que se puede apreciar en la figura 40, que vista desde el plano "xy" tendrían el siguiente diagrama de cuerpo libre:

Figura 40 . Diagrama de cuerpo libre de los soporte mordaza.



Donde “ R_3 ” es la reacción debida a la celda de carga que restringe el movimiento y que es transmitida por una placa que une los soportes, la mordaza y la celda; las reacciones “ R_{2x} ” y “ R_{2y} ” son debidas a los rodamientos que unen los soportes con el eje. Los cálculos respectivos son:

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{2y} = 0$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_1 - R_3 - R_{2x} = 0$$

$$\sum M_o = 0;$$

$$R_{2x} * 0.0907m - T1 - R_3 * 0.03m = 0$$

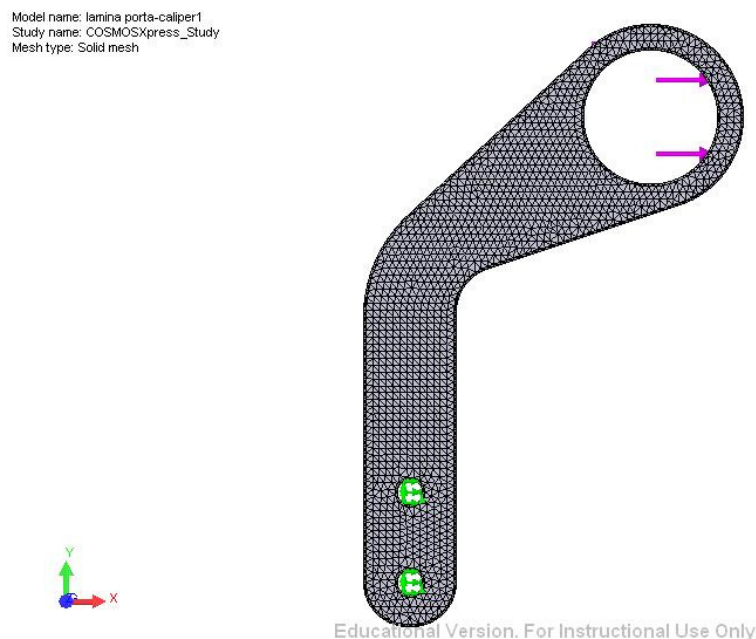
Igualando y resolviendo las ecuaciones de la sumatoria de momentos y de la sumatoria de fuerzas en x, tenemos que:

$$R_3 = 807.033N$$

$$R_{2x} = 964.687N$$

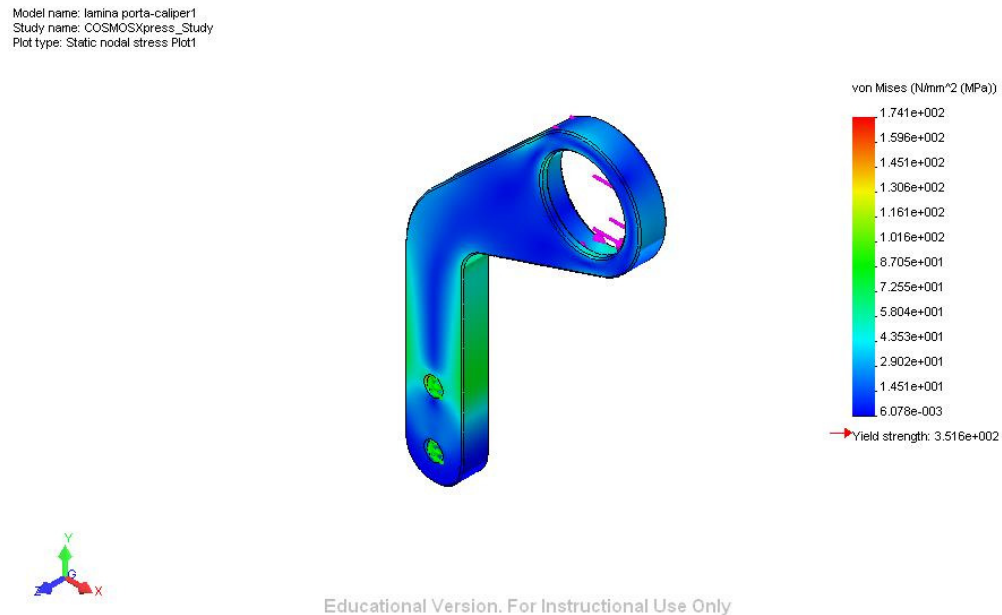
Para verificar la resistencia de esta pieza, se procedió a utilizar la herramienta para análisis con elementos finitos COSMOSWorks de SolidWorks®. La pieza se dimensionó en un principio, se analizó y se buscó el tamaño ideal que es el mostrado en la figura 39. Para realizar el análisis, se procedió a dividir la fuerza R_{2x} por 2, debido a que son dos soportes, y es aplicada sobre la cara sobre la cual estaría soportado el rodamiento. Los agujeros inferiores se anclan o se limita su movimiento al igual como sucedería con el soporte bajo carga. En la figura 41 se pueden visualizar las cargas (en violeta) y restricciones (en verde) definidas para la pieza. Los elementos de la malla tienen un tamaño de 1.5mm con una tolerancia de 0.075mm, creando así, 60213 elementos y 90954 nodos. La malla también se puede apreciar en la figura 41.

Figura 41 . Cargas, restricciones y malla para el soporte mordaza.



Los resultados del análisis muestran un esfuerzo de Von Mises máximo de 174.1MPa. Sabiendo que el esfuerzo de cedencia del acero laminado en caliente es de 210MPa, la pieza es apta para su funcionamiento. Los resultados del esfuerzo de Von Mises se pueden apreciar en la figura 42.

Figura 42 . Esfuerzos de Von Mises sobre el soporte mordaza.



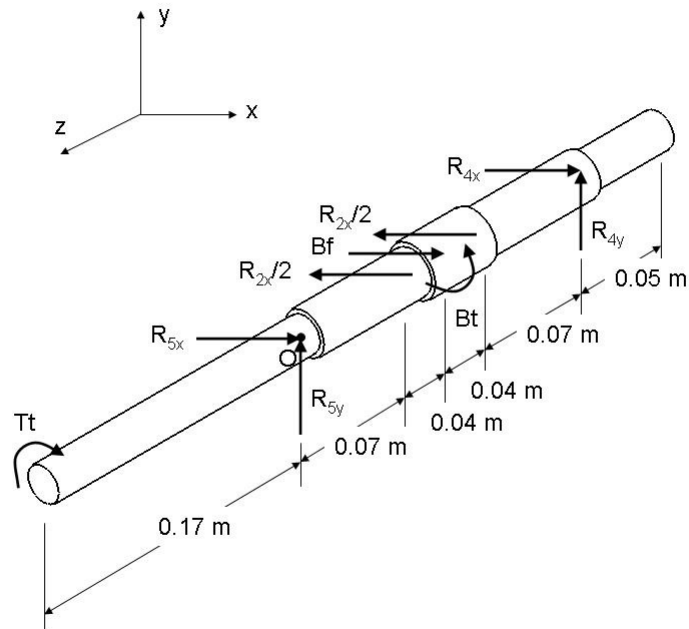
7.4 CÁLCULO DEL EJE

El eje es un elemento empleado generalmente para transmitir potencia o movimiento. Normalmente su geometría es un cilindro liso o escalonado.

Para este caso del freno Prony, el eje a usar es un eje escalonado, y se comenzará con el análisis estático del mismo. Para dicho análisis se definieron algunas distancias de acuerdo al tamaño de la mordaza y de los soportes de la misma y dejado el suficiente espacio para las demás partes y para tener una

buena longitud de acople con el eje del motor. En la figura 43 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje con sus medidas iniciales.

Figura 43 . Diagrama de cuerpo libre del eje principal.



Donde se visualizan el torque generado por el motor " T_t " y el generado debido a la fuerza de frenado " B_t " que son iguales, la fuerza de frenado " B_f ", las reacciones debidas a los soportes de la mordaza $R_{2x}/2$ (el cálculo realizado anteriormente tenía en cuenta los dos soportes como un solo cuerpo, al aplicarse al eje se divide la reacción por 2), y las reacciones debidas a los rodamientos que sostienen el eje y que lo conectan con la estructura " R_{4x} ", " R_{4y} ", " R_{5x} " y " R_{5y} ".

En el plano " xy " se tienen aplicados dos momentos que son iguales y opuestos, por lo que tenemos que la sumatoria de momentos en el plano " xy " con centro en el centro del eje es:

$$\sum M_{xy} = 0;$$

$$T_{B_f} = T_t = 97.5N.m$$

Como no existen cargas en “y”, las reacciones “ R_{4y} ” y “ R_{5y} ” son iguales a cero, por lo mismo y como no existen reacciones en el eje z, tenemos que no es necesario realizar sumatoria de momentos en el plano “yz” con centro en el punto “O”. La sumatoria de momentos en el plano “zx” en el punto “O” sería:

$$\sum M_{ozx} = 0;$$

$$\frac{R_{x2}}{2} * 0.07m - B_f * 0.09m + \frac{R_{x2}}{2} * 0.11m - R_{4x} * 0.18m = 0$$

$$R_{4x} = \frac{\left(\frac{964.687N}{2} * 0.07m\right) - (1772.72N * 0.09m) + \left(\frac{964.687N}{2} * 0.11m\right)}{0.18}$$

$$R_{4x} = -404.017N$$

De esta forma, realizando la sumatoria de fuerzas en “x.”

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{5x} = \frac{R_{2x}}{2} - B_f + \frac{R_{x2}}{2} - R_{4x}$$

$$R_{5x} = \frac{964.687N}{2} - 1772.72N + \frac{964.687N}{2} - (-404.017N)$$

$$R_{5x} = -404.017$$

Con la solución de todas las variables del cuerpo libre, se pueden realizar las gráficas para los diagramas de torque, cortante y momento flector, mostrados en la figura 44, de donde se pueden sacar los puntos críticos sobre el eje.

Figura 44 . Diagramas de torque, cortante y momento flector sobre el eje.

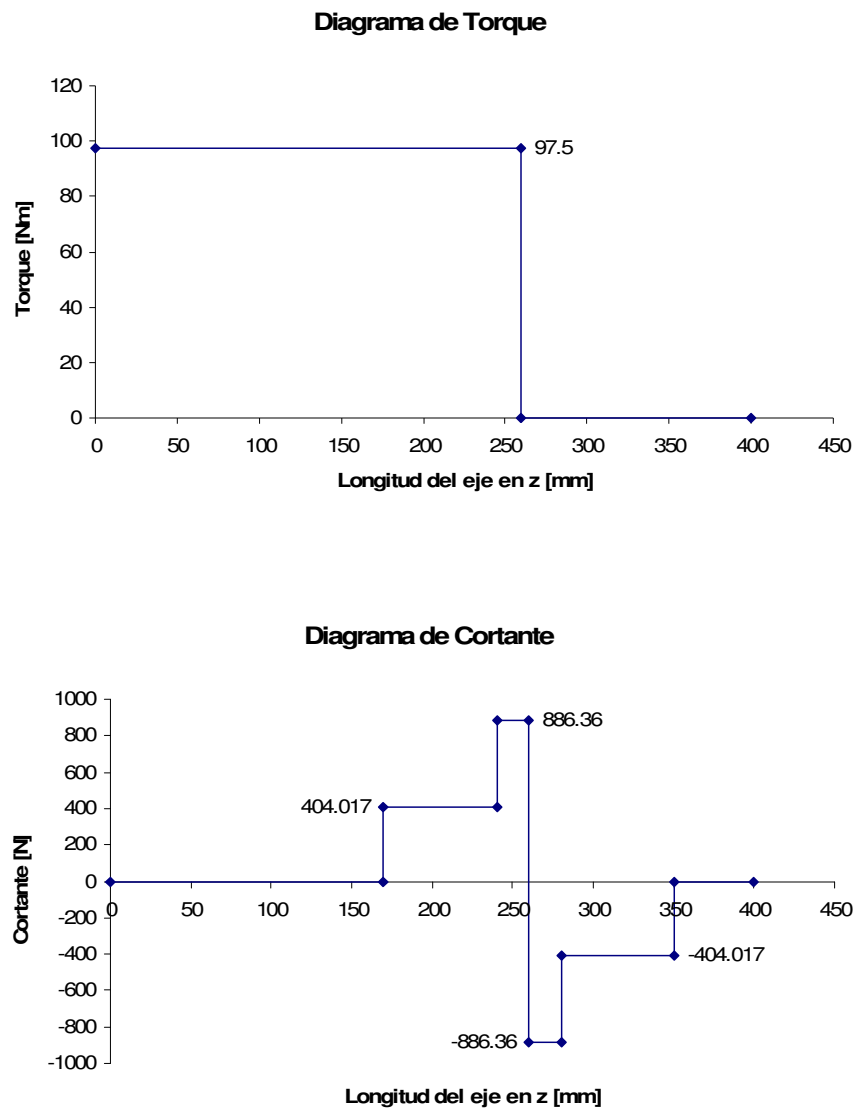
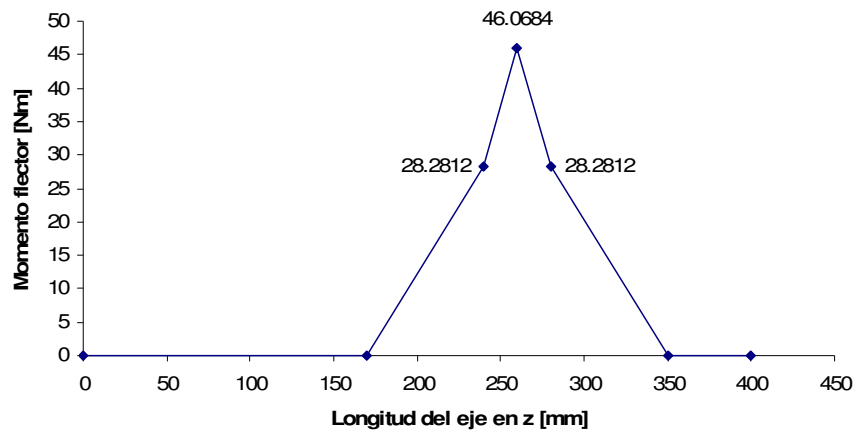


Diagrama de Momento flector



De las anteriores gráficas, y el conocimiento que los hombros o escalones son puntos de concentración de esfuerzos, tenemos que los puntos críticos del eje son $z = 0.17$, 0.24 y 0.26 m.

Del libro de Shigley⁴³, tenemos que la fórmula que define el diámetro de un eje bajo una carga alternativa debida a un momento flector y a un torque es:

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Donde:

d = diámetro mínimo del eje en el punto de análisis.

M_a = Momento flector alternante.

T_a = Torque alternante.

⁴³ SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002. p1138

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

K_f = Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga bajo flexión.

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga bajo torque.

En la anterior ecuación, se omitió la variable “n” de la ecuación original, al tratarse del factor de seguridad que ya está incluido en el inicio del capítulo al aplicárselo al torque máximo a medir.

Del capítulo de Fallas resultantes por carga variable del libro de Shigley⁴⁴, se tiene que el límite de resistencia a la fatiga específico es igual a:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d S'_e$$

Donde:

k_a = factor de modificación de la condición superficial.

k_b = factor de modificación del tamaño.

k_c = factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

En la anterior ecuación se omitió la variable “ k_e ” que se encuentra en la ecuación original debido a que este es un factor, que tiene como propósito el tomar en cuenta condiciones como la corrosión pero cuyos valores raramente no están disponibles.

⁴⁴ Ibid.

Del mismo capítulo del que se obtuvo la ecuación anterior, se obtienen las ecuaciones para los factores de concentración de esfuerzos, que son:

$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} * \frac{K_t - 1}{K_t} * \sqrt{a}} \quad \text{y} \quad K_{ts} = \frac{K_{ts}}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} * \frac{K_{ts} - 1}{K_{ts}} * \sqrt{a}}$$

Donde K_f y K_{ts} son los factores de concentración de esfuerzo a flexión y torque respectivamente, r es el radio del redondeo en el concentrador del esfuerzo y \sqrt{a} es el parámetro de Heywood que se define de acuerdo al tipo de concentrador.

Teniendo definido todo lo anterior, se procedió a definir valores aleatorios de los diferentes diámetros del eje para realizar los cálculos, y llegar al punto óptimo por medio de iteraciones, escogiendo diámetros que se acomoden a las medidas estándar de los rodamientos que se piensan utilizar. De esta forma, se llegó a la decisión de utilizar una medida de 22mm como diámetro más grande del eje, 20mm para el diámetro medio y 17mm para el diámetro menor. Los cálculos que corroboran que estos diámetros, están por encima del diámetro mínimo calculado para cada uno de los puntos críticos son los siguientes:

Se definió como material para el eje acero AISI/SAE 4140, que tiene una resistencia última a la tensión de 655 MPa. De Shigley⁴⁵ se tiene que:

$S'_e = 0.506\bar{S}_{ut}$ para materiales con $\bar{S}_{ut} \leq 1460MPa$, siendo \bar{S}_{ut} el esfuerzo último a tensión del material.

Entonces se tiene que para el acero AISI/SAE 4140:

⁴⁵ Ibid.

$$S'_e = 0.506 * 655 \text{MPa}$$

$$S'_e = 331.43 \text{MPa}$$

Ahora, para el punto $z = 0.26 \text{m}$ se tiene que:

$$K_a = a \bar{S}_{ut}^b$$

Siendo $a = 4.45$ y $b = -0.265$ para un acabado mecanizado o laminado en frío, con \bar{S}_{ut} en MPa:

$$K_a = 4.45 * 655^{-0.265}$$

$$K_a = 0.798$$

Ahora:

$$K_b = 1.24 d^{-0.107} \quad \text{para } 2.79 \leq d \leq 51 \text{mm}.$$

En este punto el diámetro definido es de 22mm, por lo tanto:

$$K_b = 1.24 * 22^{-0.107}$$

$$K_b = 0.8908$$

Para el factor de carga " K_c ", se tiene que la carga principal que soporta el eje en este punto es a flexión, y para flexión el factor de carga es $K_c = 1$.

Para el acero, y hasta una temperatura de 250°C, el factor de temperatura es mayor o igual a 1, por lo tanto se tomará un $K_d = 1$

De esta manera, se tiene que:

$$S_e = 0.798 * 0.8908 * 1 * 1 * S'_e$$

$$S_e = 235.6 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de los factores de concentración de esfuerzo, se tiene de la tabla E-15-11 de Shigley⁴⁶ que:

$K_t = 1.9$ para un eje a torsión con agujero transversal con $d/D = 0.36$.

Donde d = diámetro del agujero que será utilizado para transmitir el torque con un pasador = 8mm; y D = diámetro del eje = 22mm. Entonces:

$$\sqrt{a} = \frac{174}{S_{ut}} = 0.265 \text{ para agujero transversal con } \bar{S}_{ut} \text{ en MPa}^{47}.$$

$$K_f = \frac{r = 1}{1 + \frac{2}{1} * \frac{1.9 - 1}{1.9} * 0.265}$$
$$K_f = 1.5187$$

De la misma forma, se obtiene de la tabla E-15-10⁴⁸ que $K_{ts} = 2.9$, entonces:

$$K_{ts} = \frac{2.9}{1 + \frac{2}{1} * \frac{2.9 - 1}{2.9} * 0.265}$$
$$K_{ts} = 2.15255$$

⁴⁶ Ibid. p1206

⁴⁷ Ibid. Tabla 7-12, p389.

⁴⁸ Ibid. p1206

Por último, el cálculo del diámetro mínimo en el punto $z = 0.26\text{m}$ queda:

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.5187 * 46.0684 \text{Nm}}{235.6 \text{MPa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.1525 * 97.5 \text{Nm}}{235.6 \text{MPa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 19.3884 \text{mm} < 22 \text{mm}$$

Para el punto $z = 0.24\text{m}$, se tiene que:

$$K_a = 0.798 \text{ (igual que para el punto a } z = 0.26\text{m)}$$

$$K_b = 1.24 * 20^{-0.107}$$

$$K_b = 0.8999$$

$$K_c = K_d = 1 \text{ (igual que para el punto a } z = 0.26\text{m)}$$

$$S_e = 0.798 * 0.8999 * 1 * 1 * S'_e$$

$$S_e = 238.007 \text{MPa}$$

Para los factores de concentración tenemos que el concentrador de esfuerzo en este caso es un hombro o escala, cuyo cálculo se realiza con la fórmula dada por Shigley⁴⁹ para flexión y para torsión:

$$K_t = 0.632 + 0.377 \left(\frac{D}{d} \right)^{-4.4} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363(D/d)^2 + 0.503(D/d)^4}{1 - 2.39(D/d)^2 + 0.368(D/d)^4}}$$

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d} \right)^{-10} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(D/d)^2 + 0.123(D/d)^4}{1 - 2.75(D/d)^2 + 2.55(D/d)^4}}$$

⁴⁹ Ibid. p1204 - 1205

Donde “ D ” es el diámetro mayor, “ d ” es el diámetro menor y “ r ” es el radio del redondeo en la base del hombro. Se tiene de esta forma:

$$K_t = 0.632 + 0.377 \left(\frac{22}{20} \right)^{-4.4} + \left(\frac{0.2}{20} \right)^{-0.5} \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363(22/20)^2 + 0.503(22/20)^4}{1 - 2.39(22/20)^2 + 0.368(22/20)^4}}$$

$$K_t = 3.80167$$

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{22}{20} \right)^{-10} + \left(\frac{0.2}{20} \right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(22/20)^2 + 0.123(22/20)^4}{1 - 2.75(22/20)^2 + 2.55(22/20)^4}}$$

$$K_{ts} = 2.08888$$

Entonces:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{\bar{S}_{ut}} = 0.212 \text{ para hombro con } \bar{S}_{ut} \text{ en MPa.}$$

$$K_f = \frac{3.80167}{1 + \frac{2}{\sqrt{0.2}} * \frac{3.80167 - 1}{3.80167} * 0.212}$$

$$K_f = 2.23798$$

$$K_{fs} = \frac{2.08888}{1 + \frac{2}{\sqrt{0.2}} * \frac{2.08888 - 1}{2.08888} * 0.212}$$

$$K_{fs} = 1.39801$$

Por último, el cálculo del diámetro menor del eje queda:

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.23798 * 28.2812 Nm}{238.007 MPa} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.39801 * 97.5 Nm}{238.007 MPa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 17.8965 mm < 20 mm$$

Para el último punto $z = 0.24m$, se tiene que:

$$K_a = 0.798 \text{ (igual que para el punto a } z = 0.26m)$$

$$K_b = 1.24 * 17^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9157$$

$$K_c = K_d = 1 \text{ (igual que para el punto a } z = 0.26m)$$

$$S_e = 0.798 * 0.9157 * 1 * 1 * S'_e$$

$$S_e = 242.185 MPa$$

Para los factores de concentración se tiene el mismo concentrador anterior: un hombro o escala:

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{20}{17} \right)^{-10} + \left(\frac{0.2}{17} \right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(20/17)^2 + 0.123(20/17)^4}{1 - 2.75(20/17)^2 + 2.55(20/17)^4}}$$

$$K_{ts} = 1.9802$$

En este caso K_t y K_f no se calculan pues no existen esfuerzos debido a un momento flector. Se tiene entonces:

$$\sqrt{a} = 0.212 \text{ (igual que para el punto } z = 0.24\text{m)}$$

$$K_{fs} = \frac{1.9802}{1 + \frac{2}{\sqrt{0.2}} * \frac{1.9802 - 1}{1.9802} * 0.212}$$

$$K_{fs} = 1.3477$$

Por último, el cálculo del diámetro menor del eje queda:

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} \left[3 \left(\frac{1.3477 * 97.5 \text{Nm}}{242.185 \text{MPa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 16.8523 \text{mm} < 17 \text{mm}$$

El eje va a tener un diámetro mayor de 22mm (superficie de contacto con el bocín), un diámetro medio de 20mm (superficie de contacto con los rodamientos del soporte de la mordaza) y un diámetro menor de 17mm (superficie de contacto con el rodamiento de la estructura).

7.5 CÁLCULO DEL RESORTE

A partir de los cálculos de varios diámetros y las iteraciones que se obtuvieron, se llegó a la conclusión de que el diámetro óptimo para la espira es de

$$D = \frac{3}{4}'' = 19.05 \text{mm}.$$

El material seleccionado para la construcción de éste es el acero AISI/SAE 1065 templado en aceite⁵⁰.

Shigley⁵¹ en el capítulo de resortes mecánicos, hace un completo análisis para los resortes a compresión, información utilizada para los cálculos que se presentan a continuación.

La estabilidad es un factor importante al usar resortes, razón por la cual, se comenzará escogiendo la constante de las condiciones de los extremos α , para el uso de los resortes helicoidales de compresión, valor que está dado según la forma como estén soportados los extremos del resorte en el mecanismo. En la tabla 10-3⁵², presenta varias condiciones que pueden presentar los extremos de los resortes. En el caso del freno Prony es la de “Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)”, teniendo así que el valor para la constante es $\alpha = 0.5$.

Luego, de conocer la constante se debe encontrar el valor de L_0 (longitud libre del resorte) que asegura la estabilidad absoluta del resorte, que debe ser:

$$L_0 \leq 2.63 \frac{D}{\alpha}$$

$$L_0 \leq 2.63 \frac{19.05mm}{0.5}$$

$$L_0 \leq 100.203mm \quad [11]$$

Más adelante se hallará el valor de la longitud libre L_0 .

⁵⁰ Ibid. Tabla 10-4, p607.

⁵¹ Ibid. p597.

⁵² Ibid. p605.

De la misma forma como se escogió el diámetro para la espira del resorte, fue escogido el diámetro del alambre, donde se concluyó que el diámetro óptimo es

$$d = \frac{3}{16}'' = 4.7625mm.$$

El intervalo del índice de resorte está definido por $4 \leq C \leq 12$, lo que quiere decir, que con índices menores hay una probabilidad más alta de que haya un agrietamiento de la superficie y con índices mayores el resorte puede enredarse.

La ecuación para hallar este índice del resorte es:

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{19.05mm}{4.7625mm}$$

Y se obtiene que $C = 4$, que se encuentra entre los límites anteriormente nombrados. Este es el primer paso para evaluación de la adecuación en el resorte.

Lo siguiente que se va a calcular es el intervalo de vueltas activas que está definido por $3 \leq N_a \leq 15$, esto con el fin de mantener la linealidad del resorte.

$$N_a = 10$$

Teniendo en cuenta que el resorte a usar en el freno Prony, es un resorte con extremos a escuadra y esmerilados, se puede obtener:

- El paso (p):

$$p = \frac{(L_0 - 2d)}{N_a}$$

$$p = \frac{(80\text{mm} - 2 * 4.7625\text{mm})}{10}$$

$$p = 7.0475\text{mm}$$

- Espiras totales (N_t):

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 10 + 2$$

$$N_t = 12$$

- La longitud sólida (L_s):

$$L_s = dN_t$$

$$L_s = 4.7625\text{mm} * 12$$

$$L_s = 57.15\text{mm}$$

- Longitud Libre (L_0):

$$L_0 = pN_a + 2d$$

$$L_0 = (7.0475\text{mm} * 10) + (2 * 4.7625\text{mm})$$

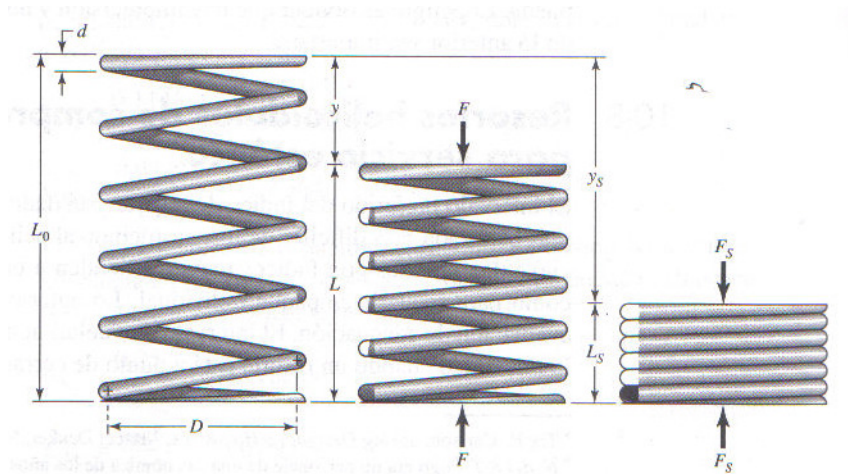
$$L_0 = 80\text{mm}$$

Con el resultado de la longitud libre se puede hallar el valor de la estabilidad absoluta, reemplazando el valor en [11].

$$80\text{mm} < 100.203\text{mm}$$

Conociendo la longitud libre " L_0 " y la longitud sólida " L_s ", se puede encontrar la contracción del extremo " y_s ".

Figura 45 . Geometría de un resorte helicoidal



Shigley⁵³

⁵³ Ibid. Figura 10-8, p618.

$$L_0 = L_s + y_s$$

Despejando y_s

$$y_s = L_0 - L_s$$

$$y_s = 80\text{mm} - 57.15\text{mm}$$

$$y_s = 22.85\text{mm}$$

Según Shigley⁵⁴, los diseñadores confinan el “punto de operación de resorte al 75% central del lugar geométrico entre la carga $y=0$, y cuando está sólido, $y = y_s$.” (Ver figura 45)

Esto lo que quiere decir, es que para usar el 75% lineal del resorte, “ y es $\frac{7}{8}$ de y_s ,” por lo tanto:

$$y_1 \leq \frac{7}{8} y_s$$

$$y_1 = 19.9938\text{mm}$$

La constante “ k ” del resorte, se encuentra definida por:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

Donde $G = 77.2\text{GPa}$ ⁵⁵ y reemplazando se obtiene que:

⁵⁴ Ibid. p618.

⁵⁵ Ibid. Tabla 10-12, p614.

$$k = \frac{(4.7625E-3m)^4 * (77.2E9Pa)}{8 * (19.05E-3m)^3 * 10}$$

$$k = 71809.57 \text{ N/m}$$

Con los valores anteriormente hallados, se calcula la fuerza F_1 que se ejerce sobre el resorte.

$$F_1 = ky_1$$

$$F_1 = 71809.57 \text{ N/m} * (19.9938E-3m)$$

$$F_1 = 1435.75N$$

A la hora de escoger el resorte, otro factor que se debe tener en cuenta es que éste no vaya a ceder, pues en caso de que suceda, el resorte no sería adecuado para la función que se desea. Por esta razón, se definirán variables y se harán los cálculos necesarios para que el resorte sea el recomendado para el freno Prony.

Para evitar la cedencia, lo primero que se debe definir es el factor de diseño que está dado por la ecuación $n_s = S_{sy} / \tau$ [12], y el cual se debe fijar en un valor $n_s \geq 1.2$.

Según la recomendación dada, se hallará el factor de diseño para saber si el resorte elegido es el correcto para la aplicación.

Lo primero que debe calcularse es la resistencia a tensión mínima del alambre, a partir de la ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde A y m son unas constantes⁵⁶ ya definidas para el material.

Para este caso en el que el material es un alambre templado y revenido en aceite, los valores de las constantes son $A = 1855 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^m$ y $m = 0.187$.

$$S_{ut} = \frac{1855 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^m}{(4.7625 \text{ mm})^{0.187}}$$

$$S_{ut} = 1385.44 \text{ MPa}$$

El factor de aumento de esfuerzo cortante " K_s ", es definido con la ecuación

$$K_s = \frac{2C+1}{2C}$$

$$K_s = \frac{2(4)+1}{2(4)}$$

$$K_s = 1.125$$

Resultado con el cual se puede hallar el esfuerzo máximo del alambre τ_s , que está dado por la ecuación:

⁵⁶ Ibid. Tabla 10-5, p608

$$\tau_s = K_s \frac{8F_s D}{\pi d^3}$$

$$\tau_s = (1.125) \frac{(8)(1095.67N)(19.05E-3m)}{\pi(4.7625E-3m)^3}$$

$$\tau_s = 553.56MPa$$

Los alambres de acero al carbono y de baja aleación que son endurecidos y templados, presentan:

$$S_{sy} = 0.50S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0.50(1385.44E6Pa)$$

$$S_{sy} = 692.72MPa$$

Los dos valores anteriormente encontrados reemplazados en [12], se obtiene que

$$n_s = \frac{692.72MPa}{553.56MPa}$$

$$n_s = 1.25$$

Verificando el factor de diseño según la recomendación, se tiene que

$$n_s \geq 1.2$$

$$1.25 \geq 1.2$$

Con esto se puede concluir que en el resorte no habrá cedencia.

Descartando la cedencia que pueda presentar el resorte, se continúa con el análisis del comportamiento del resorte en cuanto a la carga de fatiga (resistencia a la fatiga), por medio de la intersección de la ordenada constructiva de Gerber, dada por la ecuación

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2} \quad [13]$$

Para esto, se debe hallar el módulo de ruptura por torsión S_{su} , mediante la siguiente ecuación y retomando valores de variables anteriormente encontradas.

$$S_{su} = 0.67S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.67(1385.44MPa)$$

$$S_{su} = 928.24MPa$$

Mediante la tabla 10-14⁵⁷, los valores para las componentes de la resistencia a la fatiga, donde los valores de " S_{sa} " y " S_{sm} " para aceros al carbono o aleaciones de éste son:

$$S_{sa} = 398MPa$$

$$S_{sm} = 534MPa$$

Reemplazando los valores en [13], se obtiene que la resistencia a la fatiga es:

⁵⁷ Ibid. p.631

$$S_{se} = \frac{398MPa}{1 - \left(\frac{534MPa}{928.24MPa} \right)^2}$$

$$S_{se} = 594.87MPa$$

Teniendo en cuenta que si $S_{se} \geq \tau_s$, se puede concluir que

$$594.87MPa \geq 553.56MPa$$

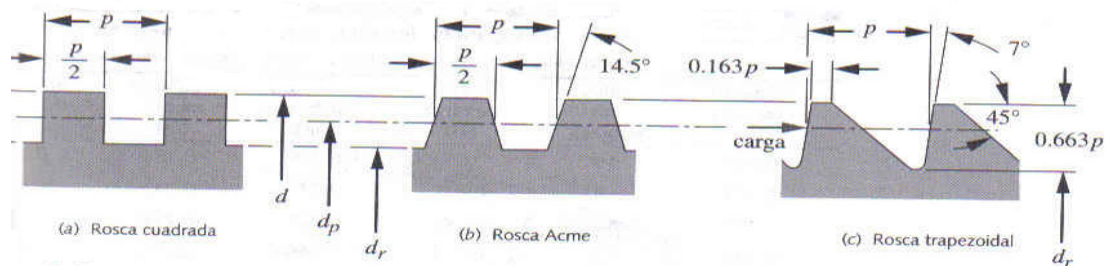
Lo que significa que la vida del resorte es infinita.

En resumen, el resorte va a tener extremos a escuadra y esmerilados, con una longitud libre de 80 mm y 10 espiras activas.

7.6 CÁLCULO DEL TORNILLO DE POTENCIA

Los tornillos de potencia tienen tres tipos de roscas comunes que son las cuadradas, Acme y trapecoidales.

Figura 46 . Clases de rosca comunes



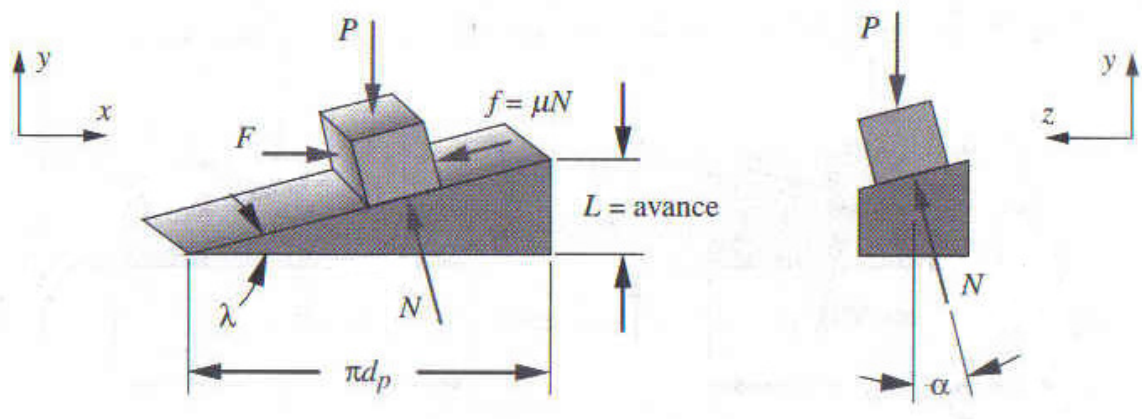
Norton⁵⁸

⁵⁸ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. p897

Para este proyecto se ha elegido trabajar con la rosca Acme, a la cual se le hará el análisis pertinente, planteado por Norton⁵⁹ en su capítulo “tornillos y sujetadores.”

La rosca Acme tiene un factor adicional a las otras, es la fuerza normal que hay entre tornillo y tuerca con un ángulo en dos planos como se muestra en la figura.

Figura 47 . Diagrama de cuerpo libre para la rosca Acme



Norton⁶⁰

El ángulo “ λ ” es conocido como el ángulo de avance y α como el ángulo de la rosca Acme, que tiene un valor de 14.5° .

Las demás variables son definidas como:

P = Carga ejercida sobre el tornillo

F = Fuerza ejercida sobre la rosca

f = Fuerza de fricción

N = Normal

⁵⁹ Ibid. Capítulo 14, p889 - 908

⁶⁰ Ibid. p900

La figura 46 muestra otras tres variables que se conocen como:

d = Diámetro mayor

d_p = Diámetro de paso

d_r = Diámetro menor

Para comenzar con el análisis del tornillo de potencia con rosca Acme, se define el diámetro del tornillo teniendo como referencia el resorte anteriormente calculado.

El diámetro es $d = \frac{3}{8}$ ".

Luego se consulta la tabla 14-3⁶¹, en la cual se encuentran las dimensiones principales de las roscas Acme, donde se encuentra los siguientes datos.

$$d = 0.375in$$

$$h = 12 \text{ hilos}/in$$

$$p = 0.083in$$

$$d_p = 0.333in$$

$$d_r = 0.292in$$

$$A_t = 0.077in^2$$

Norton⁶² recomienda que el coeficiente de fricción μ , para una combinación de "rosca y tuerca lubricadas con aceite es de alrededor de 0.15 ± 0.05 ." Este coeficiente de fricción es valido para combinaciones como acero sobre bronce o acero sobre hierro fundido.

El diagrama de cuerpo libre (ver figura 46), proporciona la ecuación para hallar la fuerza F .

⁶¹ Ibid. p898

⁶² Ibid. p901

$$F = P \frac{(\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{(\pi d_p \cos \alpha - \mu L)}$$

Para continuar, se debe aclarar que el avance L es igual a p , debido a que el tornillo sólo va a tener un hilo.

Reemplazando los valores en la ecuación, se debe retomar los valores de $F_r = P = 1095.67N = 246.32lbf$, encontrados en los cálculos de la mordaza (ver numeral 7.2).

$$F = (246.32lbf) \frac{((0.15)(\pi)(0.333in) + (0.083in)(\cos 14.5^\circ))}{((\pi)(0.333in)(\cos 14.5^\circ) - (0.15)(0.083in))}$$

$$F = 58.42lb$$

$$F = 259.87N$$

Luego de saber la fuerza ejercida sobre la rosca, se continúa hallando el par de torsión total para elevar la carga, conocido como T_u .

$$T_u = T_{su} + T_c$$

$$T_u = \frac{Pd_p}{2} \frac{(\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{(\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2}$$

Donde T_{su} es conocido como el par de torsión del tornillo necesario para elevar la carga y T_c es el par de torsión necesario para hacer girar el collarín, que en este caso será $T_c = 0$ debido a que el tornillo no llevará collarín. Por lo tanto, la ecuación es la siguiente.

$$T_u = \frac{(246.32\text{ lbf})(0.333\text{ in}) \left((0.15)\pi(0.333\text{ in}) + (0.083\text{ in})(\cos 14.5^\circ) \right)}{2 \left(\pi(0.333\text{ in})(\cos 14.5^\circ) - (0.15)(0.083\text{ in}) \right)}$$

$$T_u = 9.72\text{ lb-in}$$

$$T_u = 1.908\text{ N-m}$$

Hallado el par de torsión total para elevar la carga, también se puede encontrar el valor para el par de torsión total para bajar la carga, conocido como T_d .

$$T_d = T_{sd} + T_c$$

$$T_d = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p - L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha + \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2}$$

$$T_d = \frac{(246.32\text{ lbf})(0.333\text{ in}) \left((0.15)(\pi)(0.333\text{ in}) - (0.083\text{ in})(\cos 14.5^\circ) \right)}{2 \left(\pi(0.333\text{ in})(\cos 14.5^\circ) + (0.15)(0.083\text{ in}) \right)}$$

$$T_d = 3.06\text{ lb-in}$$

$$T_d = 0.346\text{ N-m}$$

El tornillo también debe ser analizado desde la parte del autobloqueo, que se refiere “a la situación en la cual el tornillo no podrá ser girado por la aplicación de cualquier magnitud de fuerza que se aplique axialmente (no como un par de torsión) a la tuerca.”

Entonces, el tornillo se autobloqueará si cumple lo siguiente:

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha$$

$$0.15 \geq \frac{0.083 \text{ in}}{\pi(0.333 \text{ in})} \cos 14.5^\circ$$

$$0.15 \geq 0.077 \text{ in}$$

$$0.15 \geq 0.00196 \text{ m}$$

La tabla 14-4⁶³, proporciona el valor del ángulo de avance “ λ ” y la eficiencia para la rosca estándar Acme.

Para un $d = \frac{3}{8} - 12$ el ángulo de avance es $\lambda = 4.5^\circ$ y la eficiencia es de 34%.

Los esfuerzos sobre la rosca del tornillo, son quizá el factor más importante en el análisis de éste. A continuación se analizarán.

- Esfuerzo axial.

$$\sigma_t = \frac{P}{A_t}$$

En este caso del esfuerzo axial, el valor de “ P ” es igual a la carga ejercida sobre el tornillo.

⁶³ Ibid. p 903

$$\sigma_t = \frac{246.32 \text{ lbf}}{0.077 \text{ in}^2}$$

$$\sigma_t = 3198.96 \text{ lbf/in}^2$$

$$\sigma_t = 22.06 \text{ MPa}$$

- El esfuerzo cortante

Es el siguiente por hallar, con el fin de saber si hay posibilidad de que haya una falla.

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad [14]$$

Donde F , es la fuerza ejercida sobre la rosca.

Para este, se hallarán dos esfuerzos cortantes. El primero se hallará para el para la rosca del tornillo.

El área del cilindro que representa el área cortante de la rosca, se determina por la ecuación:

$$A_s = \pi d_r w_i p$$

El valor del factor de área para el área cortante w_i (menor), es definido en la tabla 14-5⁶⁴, así como el factor w_o (mayor) que será utilizado más adelante.

⁶⁴ Ibid. p907

Entonces, el área cortante de la rosca es:

$$A_s = (\pi)(0.292in)(0.77)(0.083in)$$

$$A_s = 0.0586in^2$$

El esfuerzo cortante sobre la rosca del tornillo [14], será:

$$\tau_s = \frac{58.42lb_f}{0.0586in^2}$$

$$\tau_s = 996.93 \text{ lb/in}^2$$

$$\tau_s = 6.87MPa$$

Este mismo análisis se hace para la rosca de la tuerca, donde el área cortante de la rosca de la tuerca es:

$$A_s = \pi dw_o p$$

$$A_s = (\pi)(0.375in)(0.63)(0.083in)$$

$$A_s = 0.0616in^2$$

Retomando la ecuación [14], se reemplazan los valores.

$$\tau_s = \frac{58.42 \text{ lbf}}{0.0616 \text{ in}^2}$$

$$\tau_s = 948.38 \text{ lbf/in}^2$$

$$\tau_s = 6.54 \text{ MPa}$$

Siendo este el resultado del esfuerzo cortante sobre la rosca de la tuerca.

Norton⁶⁵ hace una recomendación acerca de la longitud mínima de la tuerca, donde dice que “para cualquier rosca UNS/ISO o roscas Acme de $d \leq 1 \text{ in}$, una longitud de tuerca de por lo menos $0.5d$.”

Por lo tanto, la longitud mínima de la tuerca debe ser:

$$l_m = (0.5)(0.375 \text{ in})$$

$$l_m = 0.1875 \text{ in}$$

$$l_m = 0.00476 \text{ m}$$

- Esfuerzo a torsión

Este esfuerzo se presenta cuando se transmite un par de torsión a través del tornillo, o cuando simplemente se aprieta la tuerca.

Se encuentra determinado por:

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$$

⁶⁵ Ibid.

Donde el torque “ T ” es igual al par de torsión total para elevar la carga “ T_u ”, hallado en cálculos anteriores.

Reemplazando valores.

$$\tau = \frac{(16)(9.72 \text{ lbf} \cdot \text{in})}{(\pi)(0.292 \text{ in})^3}$$

$$\tau = 1988.33 \text{ lbf/in}^2$$

$$\tau = 13.71 \text{ MPa}$$

Comparando el esfuerzo axial sobre el cuerpo del tornillo de acero AISI/SAE 4140 calculado que es de $\sigma_t = 22.06 \text{ MPa}$ y el obtenido en la tabla C-10⁶⁶, de 421 MPa , se puede concluir que al tornillo no sufrirá ningún inconveniente.

En resumen, el tornillo de potencia tendrá una rosca Acme de 3/8” – 12, con una tuerca fabricada en bronce fosforado ASPM B66.

.

7.7 CÁLCULO DEL PASADOR

El freno de disco, como método usado para el frenado, tiene como elemento de sujeción para el disco, un elemento que se le llamará bocín y éste, a su vez, es sujetado al eje por un pasador que atraviesa completamente el eje.

El pasador a usar en este mecanismo, será un pasador que se ajusta por interferencia.

⁶⁶ Ibid. p.999

En el cálculo del pasador, se seguirán las recomendaciones que hace Shigley⁶⁷ con respecto al mismo.

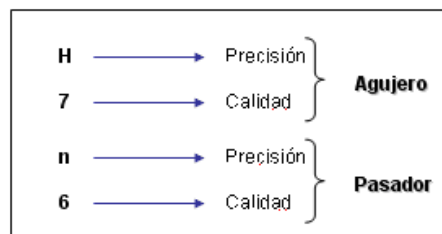
Primero, se hallará la “interferencia mayor que se presenta cuando se ensamblan el radio máximo del pasador y el radio mínimo del agujero.” Esto se hace teniendo en cuenta las tolerancias para el agujero y para el pasador.

Para las tolerancias de estos dos, se siguieron las recomendaciones de los tipos de ajustes que generalmente se utilizan en la industria, mostrados en el catálogo “Tolerancias. Sistemas de ajuste” (ver Anexo D).

Siguiendo las necesidades que se tienen con el pasador, la tabla 2⁶⁸ del catálogo, muestra para una característica de “montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro”, con un grado de ajuste fino y para un agujero único (el ajuste se hace sobre el pasador), los siguientes datos.

- El pasador debe tener una tolerancia n6
- El agujero debe tener una tolerancia H7

Figura 48 .Significado de la nomenclatura para las tolerancias



⁶⁷ SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002.p512-514.

⁶⁸ FUNDACIÓ ASCAMM, Centre Tecnologic. Tolerancias, Sistemas de ajuste [pdf]. p19

En el anexo D, se muestran los valores equivalentes a las referencias anteriores, según el diámetro elegido para el agujero y el pasador, que en este caso es $d = 8mm$.

Entonces se obtiene:

$$d_{\text{agujero}} = 8_{0}^{0.015} mm$$

$$d_{\text{pasador}} = 8_{0.010}^{0.019} mm$$

Con estos datos, se procede a encontrar el valor para la interferencia.

$$(\delta)_{\text{máx}} = \frac{0.000019 - 0}{2}$$

$$(\delta)_{\text{máx}} = 0.0000095m$$

El material para la construcción del pasador es el acero AISI/SAE 1045, con el fin de que en caso de una sobre carga falle el pasador y no el eje ni el bocín.

Con el resultado de la interferencia y usando la tabla E-5⁶⁹ con la referencia del material, se obtiene el valor del módulo de elasticidad $E = 207GPa$; así como de la tabla E-20 para un acero AISI/SAE 1045 laminado en caliente la resistencia a la cedencia $S_y = 310MPa$.

La magnitud de la presión del ajuste por interferencia es denominada “ p ” y la ecuación para hallarla es:

⁶⁹ SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002. p1183

$$\rho = \frac{E\delta}{2R}$$

Siendo R , el radio nominal del pasador, reemplazamos todas las variables.

$$\rho = \frac{(207\text{GPa})(0.0000095\text{m})}{(2)(0.004\text{m})}$$

$$\rho = 245.81\text{MPa}$$

El esfuerzo cortante permisible para el pasador.

$$\tau_{xz_{perm}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{\left(\frac{310\text{MPa}}{1}\right)^2 - (245.81\text{MPa})^2}$$

$$\tau_{xz_{perm}} = 109.05\text{MPa}$$

De los cálculos anteriores, se tiene que el torque a transmitir es de 97.5N-m y el diámetro del eje en este punto es de 22mm o que el radio del mismo es 11mm. Al tener dos puntos de contacto del pasador para transmitir la potencia, se tiene una fuerza cortante de:

$$F_c = \frac{97.5\text{N.m}}{\frac{0.011\text{m}}{2}} = 4431.82\text{N}$$

Como el pasador tiene un radio de 4mm, su área es πr^2 y por ende, el esfuerzo cortante sobre el mismo es:

$$\tau_L = \frac{F_c}{\pi r^2}$$

$$\tau_L = \frac{4431.82N}{\pi(0.004m)^2}$$

$$\tau_L = 88.1683MPa$$

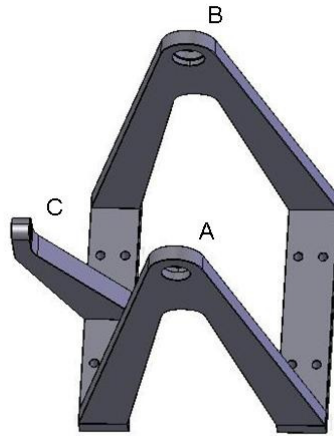
Este esfuerzo es menor al esfuerzo cortante permisible, por lo que el pasador puede cumplir con su función.

El pasador tendrá un diámetro de 8mm con una tolerancia de ${}^{0.019}_{0.010} mm$, igualmente el agujero tendrá un diámetro de 8mm y una tolerancia de ${}^{0.015}_0 mm$. La longitud del pasador debe ser aproximadamente de 25.4m (1”).

7.8 CÁLCULOS PARA LA ESTRUCTURA

Para el caso de la estructura se definió la geometría que se puede apreciar en la figura 49. La estructura está definida por 5 placas, y para verificar resistencia se le aplicó el análisis de elementos finitos por medio de la herramienta COSMOSWorks de SolidWorks® a dos de ellas, que se consideran las más críticas: el soporte que sostiene el eje mediante los rodamientos ubicados en los puntos “A” y “B”, y el soporte que restringe el movimiento de la celda de carga en el punto “C”.

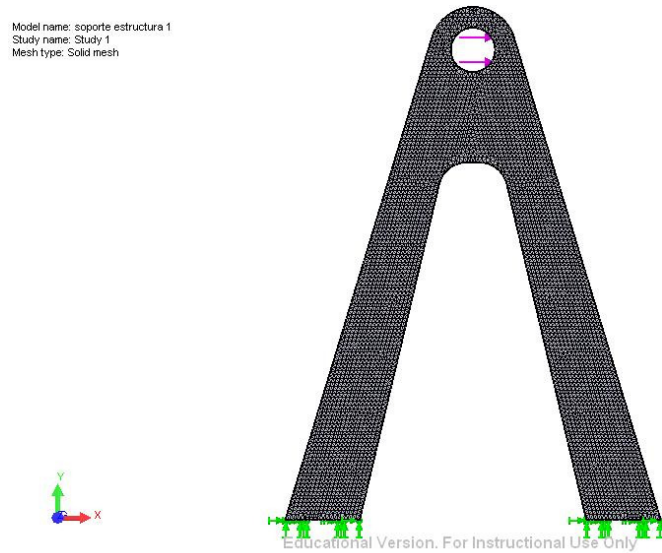
Figura 49 . Esquema de la estructura del freno Prony.



Para el análisis de las dos piezas mencionadas, se definieron mallas con elementos de 2 mm de tamaño y una tolerancia de 0.1 mm. Las fuerzas y las restricciones (como se puede apreciar en las figuras 50 y 51), se definieron de acuerdo a la fuerza que ejerce el rodamiento sobre el punto "A" (igual a la reacción R_{5x} del eje, que es de 404.017 N), la fuerza que ejerce la celda sobre el punto "C" (igual a la fuerza " R_3 " en el soporte mordaza, que es 807.033N) y restringiendo las superficies inferiores que hacen contacto con las bases de toda la estructura y la conectarían a la mesa o superficie de trabajo.

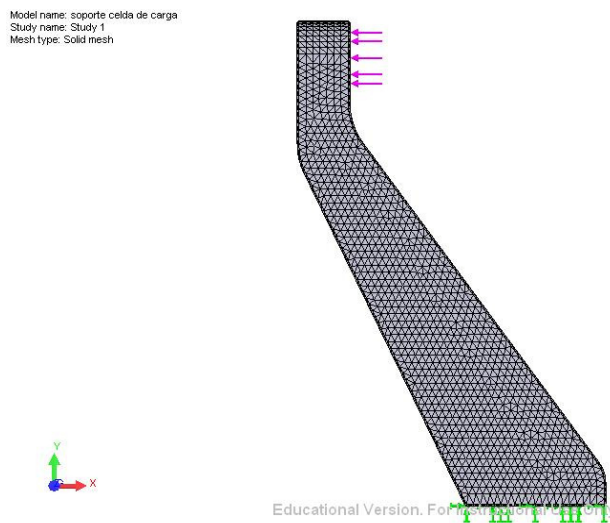
La malla para cada soporte de la estructura lateral tiene un total de 182894 elementos con 270165 nodos.

Figura 50 . Cargas, restricciones y malla para el soporte de la estructura lateral.



La malla para el soporte de la estructura para la celda de carga tiene un total de 68040 elementos con 98985 nodos.

Figura 51 . Cargas, restricciones y malla para el soporte de la estructura celda de carga.



Corriendo los respectivos análisis, los resultados muestran un esfuerzo máximo de Von Mises para la primera pieza evaluada de 13.5MPa , y el mismo esfuerzo para la segunda pieza de 95.9MPa . Sabiendo que el esfuerzo de cadencia del acero AISI/SAE 1020 laminado en caliente es $S_y = 210\text{MPa}$, se concluye que las piezas funcionan a la perfección con una buena resistencia a posibles sobre cargas. Las imágenes con los resultados de los análisis se pueden apreciar en las figuras 52 y 53 respectivamente.

Figura 52 . Esfuerzos de Von Mises para los soportes laterales de la estructura.

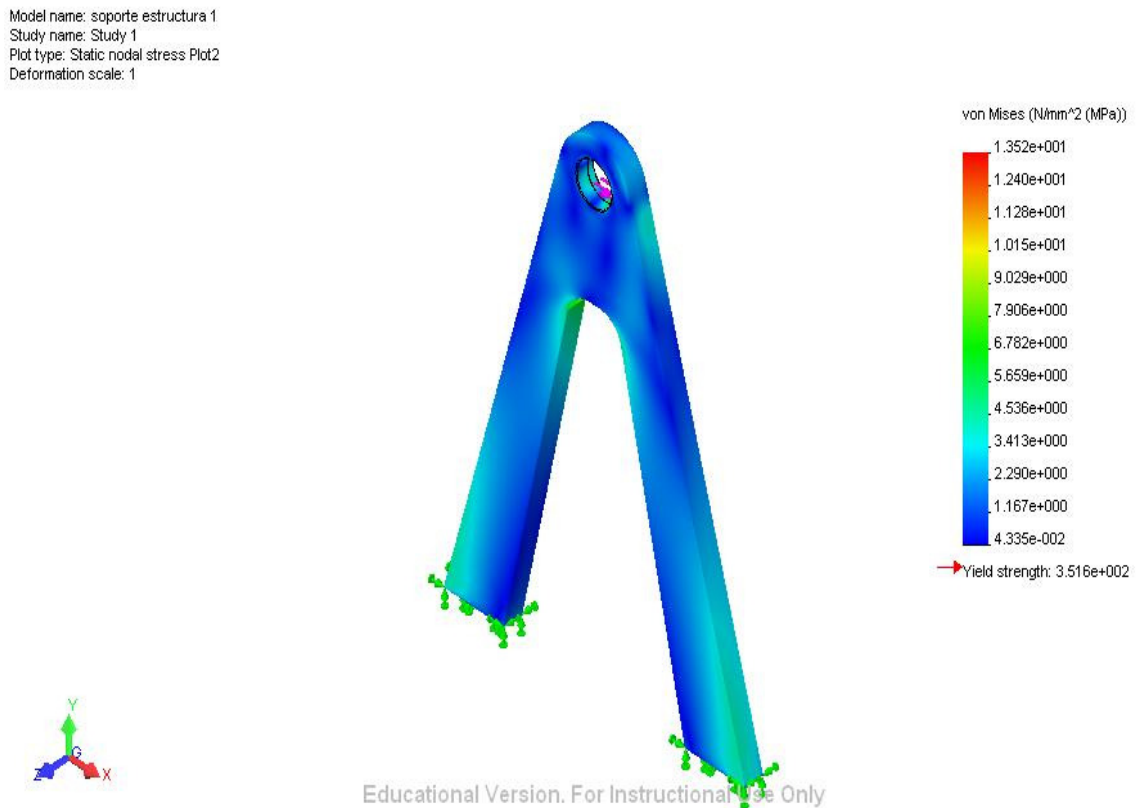
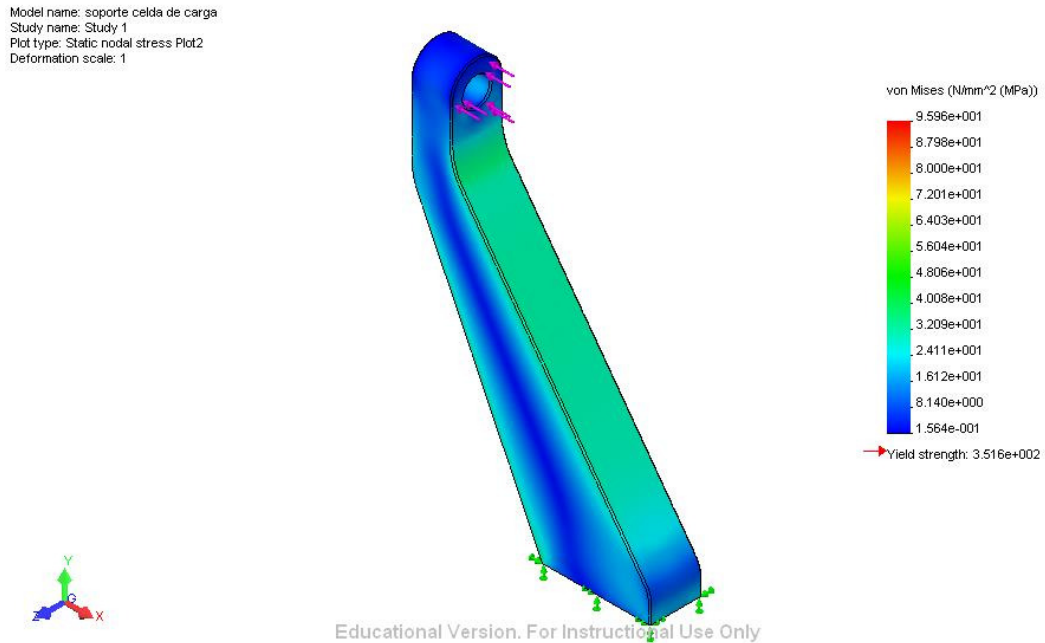


Figura 53 . Esfuerzos de Von Mises para el soporte de la celda de carga.



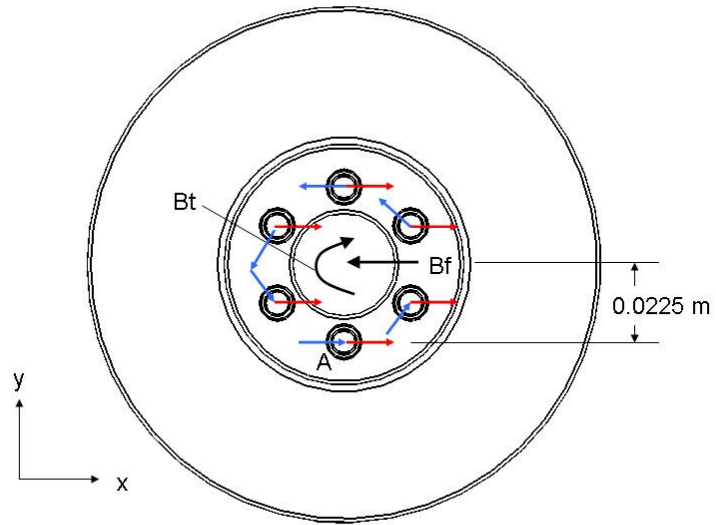
7.9 CÁLCULOS DE SUJECIONES MEDIANTE TORNILLOS

Se calcularon los tornillos para las uniones críticas de la máquina y se obtuvieron los siguientes resultados:

7.9.1 Bocín y disco:

Para los puntos de unión entre el disco y el bocín se seleccionaron tornillos tipo socket con rosca SAE 1/4" - 20 UNC grado 5. Se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre.

Figura 54 .Diagrama de cuerpo libre uniones disco-bocín.



En el diagrama anterior, las flechas rojas indican las reacciones debidas a la fuerza de frenado " B_f ", se supondrá que tienen igual magnitud entre ellas y se designarán como " R_6 ":

$$R_6 = \frac{B_f}{6} = \frac{1772.72N}{6}$$

$$R_6 = 295.453N$$

Las flechas azules indican las reacciones debidas al torque de frenado " B_t ", se supondrá que son de igual magnitud entre ellas y se designarán como " R_7 ":

$$R_7 = \frac{B_t}{0.0225m * 6} = \frac{97.5Nm}{0.0225m * 6}$$

$$R_7 = 722.22N$$

Se puede observar que el punto más cargado se encuentra en “A”, y la magnitud de la fuerza en este punto será:

$$F_A = 295.453N + 722.22N$$

$$F_A = 1017.68N$$

Es de notar que todos los puntos mostrados en la figura 54 están suportando cargas cortantes.

Se procede a definir la precarga máxima que se le debe aplicar a los tornillos sin que estos sufran deformaciones permanentes. Para conexiones no permanentes con sujetadores reutilizables, se tiene que el valor máximo de precarga recomendado es:

$$F_i = 0.75F_p, \text{ siendo } F_p = A_t * S_p$$

Donde:

F_p = Carga de prueba.

A_t = Área de esfuerzo a tensión

S_p = Resistencia de prueba

Obteniendo estos valores de las tablas 8-2⁷⁰ y 8-9⁷¹ y reemplazando se tiene que:

$$F_p = 20.5161e^{-6}m^2 * 586MPa$$

$$F_p = 12.0235kN$$

⁷⁰ Ibid. p 457

⁷¹ Ibid. p475.

$$F_i = 0.75 * 12.0235kN$$

$$F_i = 9017.63N$$

Se quiere que estas cargas cortantes, fluyan debido a la fricción entre las partes por lo que esta precarga hace las veces de normal. Sabiendo que el coeficiente de fricción entre acero y acero secos está entre 0.15 y 0.25⁷², se evaluará con el menor y se tiene que la fuerza de fricción ejercida es:

$$F_f = 0.15 * F_i = 0.15 * 9017.63N$$

$$F_f = 1352.64N$$

Entonces $F_f = 1352.64N > F_A = 1017.68N$ y las cargas se transmiten sin problema.

Ahora, para averiguar cual es el torque que se le debe aplicar a los tornillos para que se logre la precarga deseada se tiene que:

$$T = k * d * F_i$$

Donde “ k ” es el factor del par de torsión, que para un tornillo sin recubrimiento con acabado negro es de 0.3 y “ d ” es el diámetro nominal del tornillo (6.35 mm).

$$T = 0.3 * 0.00635m * 9017.63N$$

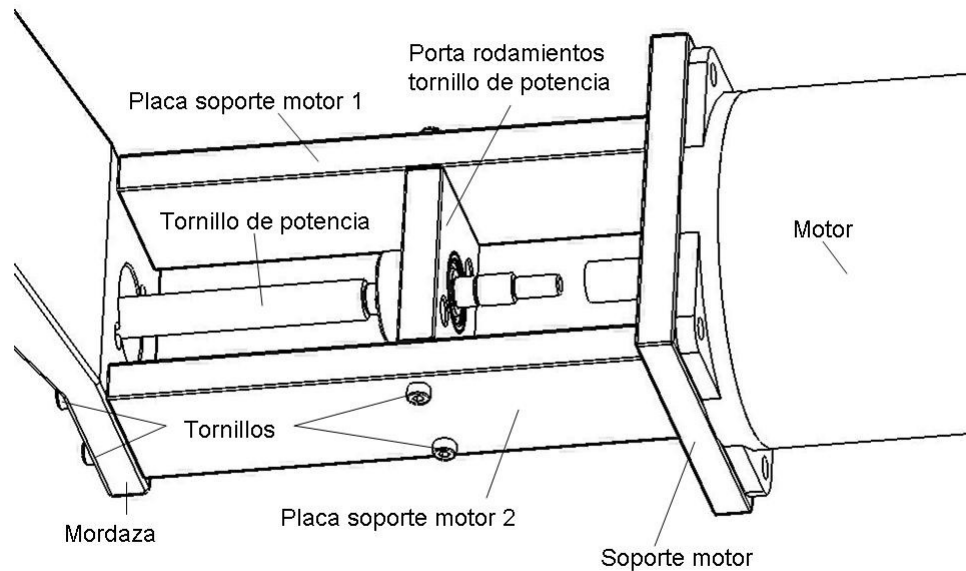
$$T = 17.1786Nm$$

⁷² Ibid. Tabla 8-5, p465.

7.9.2 Placas laterales para el soporte del motor del tornillo de potencia

Estas son dos piezas que unen la mordaza con el soporte del motor y sostienen el porta rodamientos del tornillo de potencia, como se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 55 . Diagrama de sujeción mordaza-motor-tornillo.



De esta forma, hay dos tipos de tornillos en acción, los que conectan las placas del soporte del motor con la mordaza y los que conectan al porta rodamiento del tornillo de potencia con las placas laterales del soporte del motor.

Para todos los tornillos involucrados, se seleccionaron tornillos tipo socket M3 de rosca ordinaria grado 8.8, y para todos aplican los siguientes cálculos:

$$F_i = 0.75 * F_p$$

$$F_p = A_t * S_p = 5.03mm^2 * 600MPa$$

(Tablas 8-1⁷³ y 8-11⁷⁴)

$$F_p = 8700N$$

$$F_i = 0.75 * 8700N = 3018N$$

Para el primer caso (unión con la mordaza), se tiene una carga a tensión debida a resorte y una a cortante debida al torque que el motor debe realizar para comprimir dicho resorte. Para la carga a tensión simplemente se tiene que la fuerza máxima del resorte es de $F_r = 1095.97N$, y suponiendo que se distribuye igual entre los tornillos, se tiene que la fuerza axial sobre cada tornillo es de:

$$P = \frac{1095.67N}{4}$$

$$P = 273.918N$$

Según Shigley⁷⁵ para los tornillos que se encuentran bajo una carga variable “P”, se puede calcular un factor de seguridad a la fatiga, si cuyo resultado es mayor a 1, asegura un buen funcionamiento del tornillo teniendo en cuenta todas las variables que disminuyen la resistencia del material como los concentradores de esfuerzo y demás. La fórmula para dicho factor de seguridad es:

$$n_f = \frac{S_{ut} * A_t * F_i}{\left(\frac{CP}{2}\right) \left(1 + \frac{S_{ut}}{S_e}\right)}$$

⁷³ Ibid. p 456.

⁷⁴ Ibid. p 477.

⁷⁵ Ibid. p.495

Donde:

$$S_{ut} = 830\text{MPa. (de la tabla 8-11}^{76})$$

$$A_t = 5.03 \text{ mm}^2.$$

C = Fracción de la carga externa P soportada por el perno = 0.2 (para el caso mas extremo).

$$S_e = \text{Resistencia a la fatiga} = 129 \text{ MPa (de la tabla 8-17}^{77}).$$

Entonces:

$$n_f = \frac{830\text{MPa} * 5.03e^{-6} \text{ m}^2 * 3018\text{N}}{\left(\frac{0.2 * 273.918\text{N}}{2}\right) \left(1 + \frac{830\text{MPa}}{120\text{MPa}}\right)}$$

$$n_f = 5.7$$

Lo que quiere decir que no hay problema alguno.

Para la carga a cortante debida al torque del motor, se tiene que el motor seleccionado más adelante (ver numeral 8.), desarrolla un torque máximo de 2.75Nm, aplicando un factor de seguridad de 1.5, obtenemos que el torque del motor es:

$$T_{em} = 2.75\text{Nm} * 1.5$$

$$T_{em} = 4.125\text{Nm}$$

⁷⁶ Ibid. p.477

⁷⁷ Ibid. p.493

Los cuatro tornillos están separados del eje de aplicación del torque 31.82 mm, y no existen más fuerzas que actúen en cortante, por lo que la fuerza sobre cada tornillo será:

$$R_7 = \frac{4.125Nm}{4 * 0.03182m}$$

$$R_7 = 32.4089N$$

Como se realizó anteriormente la fuerza de fricción debido a la precarga debe ser mayor a esta fuerza en cortante aplicada, de forma que la fuerza de fricción es:

$$F_f = F_i * 0.15 = 3018N * 0.15$$

$$F_f = 452.7N > R_7 = 32.4089N$$

Igual que en el caso anterior, los tornillos funcionan perfectamente.

Para el segundo caso (unión con el porta rodamiento del tornillo de potencia), sólo se tienen cargas a cortante debido a la fuerza del resorte sobre el tornillos, y está a su vez, sobre los rodamientos que la transmiten al porta rodamientos. Teniendo 4 tornillos que realizan la unión mencionada, se tiene que la reacción sobre cada tornillo es de:

$$R_8 = \frac{1095.67N}{4}$$

$$R_8 = 273.918N$$

Siendo el mismo tornillo que el del cálculo anterior, se tiene que $F_f = 452.7N > R_g = 273.918N$ y no existe problema alguno.

Por último, para asegurar la precarga, el torque que se la debe aplicar al tornillo es de:

$$T = 0.3 * 0.003m * 3018N$$

$$T = 2.7162Nm$$

7.10 RESUMEN DE COMPONENTES CALCULADOS A FABRICAR

A continuación se presentan las características de los componentes calculados y fabricar para el freno Prony.

Tabla 13 . Características de los componentes calculados y a fabricar

Componente	Material	Tratamiento o estado
Soporte de la mordaza	Acero AISI/ SAE 1020	Laminado en caliente
Eje	Acero AISI/ SAE 4140	Recocido
Resorte	Acero AISI/ SAE 1065	Templado en aceite
Tornillo de potencia	Acero AISI/ SAE 4140	Recocido
Pasador	Acero AISI/ SAE 1045	Laminado en caliente
Estructura	Acero AISI/ SAE 1020	Laminado en caliente

8. SELECCIÓN DE PARTES COMERCIALES

8.1 MORDAZA Y DISCO

Como se mencionó anteriormente, la mordaza fue seleccionada del catálogo de productos⁷⁸ de la empresa Twiflex Limited. Esta empresa, tiene su centro de operaciones en Inglaterra, pero tiene distribuidores en todo el mundo, incluyendo vecinos cercanos como Brasil y Chile.

La mordaza escogida es la tipo “MU” (ver ficha técnica en el anexo C), la cual es la más pequeña del portafolio industrial de la empresa, siendo capaz de desarrollar una fuerza de frenado de hasta 2.75 k N, dependiendo del sistema de activación seleccionado. Como se definió previamente, el sistema de activación será con motor eléctrico, tornillo y resorte, por lo que la fuerza de frenado se puede definir dentro de los parámetros de diseño del resorte, el tornillo y el motor.

El catálogo define que el espesor del disco para esta mordaza, idealmente, debe ser de 8 mm, y que el diámetro mínimo del mismo debe de ser 150 mm. En el portafolio de productos⁷⁹ no se listan discos con este espesor, pero se deja claro que se fabrican bajo pedido.

Teniendo en cuenta los parámetros anteriores, se define el radio efectivo del disco como 0.055 m, y con base a este radio y el torque de frenado que se debe desarrollar (97.5 Nm), se calculó (ver numeral 7.2) que la fuerza de frenado requerida es de 1772.72 N, valor que está por debajo del límite de la mordaza, lo

⁷⁸ TWINFLEX LIMITED. Op cit.

⁷⁹ Ibid.

que la hace aplicable para el presente diseño y nos asegura su buen funcionamiento.

Para el ensamble de la mordaza, el fabricante recomienda un tornillo M 10 con dureza 8.8, que para el caso, debe tener una longitud de 100 mm.

En ebay⁸⁰ se encontró un vendedor que ofrece este tipo de mordazas nuevas, y viene con todas las piezas que se pueden observar en la figura 56.

Figura 56 . Mordaza Twiflex tipo MU con número de modelo 6781394.



ebay@,2008⁸¹

⁸⁰ EBAY, GLOBAL BUYING, Rietschoten Twiflex brake caliper MU13-PM 6781394 [En línea]. Disponible en Internet: < <http://global.ebay.com/gbh/viltem?itemId=370085523272>>

El precio de venta de la mordaza es de 14.99 dólares estadounidenses y los gastos de envío a Colombia se estiman en unos 30 dólares.

8.2 RODAMIENTOS

De acuerdo al diseño del eje, es necesaria la utilización de 4 rodamientos que ensamblan con este, dos de 20 mm, y dos de 17 mm de diámetro interior, de bolas, simple fila y de contacto radial. Los rodamientos seleccionados son marca SKF que se pueden conseguir fácilmente en el Valle de Aburra y las referencias son 61804 y 61803 (ver anexo E para fichas técnicas).

Los rodamientos de diámetro interior 20 mm, soportan una carga radial de 0.482 k N. En la página de Internet de SKF⁸², se pueden realizar cálculos de resistencia y vida para cada uno de los rodamientos que ellos venden. Para el rodamiento en cuestión, se supuso una carga axial equivalente al 10% de la carga radial para asegurar el buen funcionamiento del rodamiento frente eventuales cargas no previstas. Los resultados se puede observar en la figura 57.

⁸¹ Ibid.

⁸² SKF [En línea]. Disponible en Internet: < <http://www.skf.com> >

Figura 57. Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 61804 (diámetro interior = 20mm).

The screenshot shows the SKF online calculator interface. At the top, there is a blue header with the SKF logo and navigation buttons: "Product data", "Print", "?", "Calculations", and "Close". Below the header, the title "Equivalent bearing loads and basic rating life" is displayed. A disclaimer states: "Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation. See section 'Equivalent dynamic bearing load' See section 'Equivalent static bearing load'".

On the right side, there are radio button options for bearing configuration and clearance:

- Single bearing
- Two bearings in tandem
- Two bearings back-to-back or face-to-face
- Normal clearance
- C3 clearance
- C4 clearance

The main input fields are as follows:

Bearing	61804
C_r , kN	4.03
C_0 , kN	2.32
f_0	15
F_r , kN	0.482
F_a , kN	0.0482

A "Calculate" button is located below the input fields. The results of the calculation are displayed in a table below:

e	0.214	X_0	0.6
X	1	Y_0	0.5
Y	0	P_0 , kN	0.482
P_r , kN	0.482		
L_{10} , Mrev	580		

SKF®, 2008⁸³

De la figura, los valores más importantes son los de " P " y " P_0 ", que son las cargas estática y dinámica equivalentes para el rodamiento respectivamente. Mientras " P " sea menor a " C ", y " P_0 " sea menor a " C_0 " (como es el caso), el rodamiento funcionará correctamente con una vida aproximada L_{10} de 580 Mrev (10^6 revoluciones).

Los rodamientos de diámetro interior 17mm, soportan una carga de 404.017N.

⁸³ SKf [En línea]. Disponible en Internet: <<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=en&newlink=&prodid=&action=Calc3>>

Procediendo de igual forma que con el cálculo anterior, se obtiene:

Figura 58 . Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 61803 (diámetro interior = 17mm).

SKF

Product data Print ? Calculations Close

Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.
See section "Equivalent dynamic bearing load"
See section "Equivalent static bearing load"

Single bearing
 Two bearings in tandem
 Two bearings back-to-back or face-to-face
 Normal clearance
 C3 clearance
 C4 clearance

Bearing	61803		
C_r , kN	<input type="text" value="1.68"/>		
C_{0r} , kN	<input type="text" value="0.93"/>		
f_0	<input type="text" value="10"/>		
$F_{r'}$, kN	<input type="text" value="0.404"/>		
$F_{a'}$, kN	<input type="text" value="0.0404"/>		
	<input type="button" value="Calculate"/>		

e	<input type="text" value="0.23"/>	X_0	<input type="text" value="0.6"/>
X	<input type="text" value="1"/>	Y_0	<input type="text" value="0.5"/>
Y	<input type="text" value="0"/>	P_{0r} , kN	<input type="text" value="0.404"/>
P_r , kN	<input type="text" value="0.404"/>		
L_{10} , Mrev	<input type="text" value="72"/>		

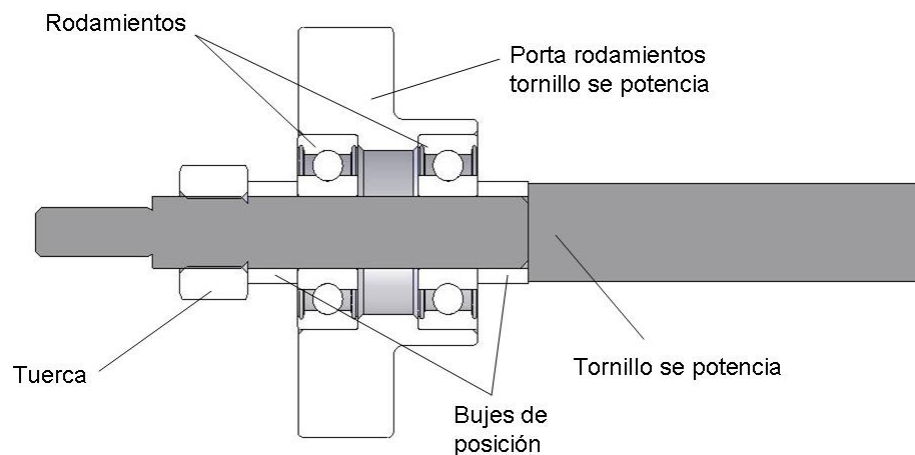
SKF®, 2008⁸⁴

Igual que en el caso anterior, " P " y " P_o " son menores que " C " y " C_o ", y se calcula una vida aproximada de 72×10^6 revoluciones para el rodamiento.

⁸⁴ Ibid.

Aparte de los rodamientos para el eje, son necesarios dos rodamientos para sostener el tornillo de potencia que transmite el torque del motor eléctrico al resorte que activa la mordaza. Los rodamientos seleccionados son dos rodamientos de bolas con simple fila y de contacto radial de diámetro interior 7mm y con referencia 607 (ver anexo F para ficha técnica). El ensamble de estos rodamientos con el tornillo y el porta rodamientos para el tornillo de potencia, se puede apreciar en la figura 59.

Figura 59 . Ensamble porta rodamientos tornillo-rodamientos-tornillo.



Se utilizan dos rodamientos para darle estabilidad al tornillo y evitar que se gire, pero la carga la soporta un solo rodamiento a la vez. La carga en este caso es axial, y su valor máximo es igual a la fuerza máxima que ejercerá el resorte, que es 1095.67 N ó aproximando 1.1 kN. Para prever posibles cargas radiales sobre los rodamientos, en el calculo de los mismo se incluirá una carga radial igual al 10% de la carga axial, es decir de 0.11kN. Los resultados son los siguientes:

Figura 60 : Cálculo de cargas equivalentes y vida para el rodamiento con referencia 607 (diámetro interior = 7mm).

The screenshot shows the SKF online calculator interface. At the top, there is a blue header with the SKF logo and navigation buttons: "Product data", "Print", "?", "Calculations", and "Close". Below the header, the title "Equivalent bearing loads and basic rating life" is displayed. A disclaimer states: "Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation." It also refers to sections "Equivalent dynamic bearing load" and "Equivalent static bearing load".

On the right side, there are radio button options for bearing configuration and clearance:

- Single bearing
- Two bearings in tandem
- Two bearings back-to-back or face-to-face
- Normal clearance
- C3 clearance
- C4 clearance

On the left side, input fields are provided for various parameters:

- Bearing: 607
- C_r , kN: 2.34
- C_{0r} , kN: 0.95
- f_0 : 13
- $F_{r,r}$, kN: 0.11
- $F_{a,r}$, kN: 1.1

A "Calculate" button is located below the input fields. Below the input fields, the calculated results are displayed in a table:

e	0.44	X_0	0.6
X	0.56	Y_0	0.5
Y	1	P_{0r} , kN	0.616
P_r , kN	1.16		
L_{10} , Mrev	8		

SKF®, 2008⁸⁵.

Al igual que en los casos anteriores, " P " y " P_o " son menores que " C " y " C_o ", y para el rodamiento se estima que tenga una vida de 8×10^6 revoluciones.

⁸⁵ Ibid.

8.3 ACOUPLE

Como se definió anteriormente, el acople es de tipo elástico dentado o de estrella (se les llama “spider” en inglés). Para la selección del acople, se cuentan con variados catálogos, dentro de los cuales están los de las empresas KTR Kupplungstechnik y Lovejoy, reconocidas mundialmente. La información de estos catálogos referida al tipo de acople mencionado, es bastante similar comparándolos, pero el de KTR tiene la facilidad de suministrar información en unidades internacionales. Aparte de esto, aunque las dos empresas cuentan con distribuidores en Latinoamérica, KTR tiene distribuidor en Colombia, ITEC Ltda., ubicada en Cali. Por estas razones, el catálogo del cual se seleccionó el acople es el de KTR, quien llama a los acoples elásticos dentados como la línea *Rotex*.

Los límites tanto de torque a transmitir, como de velocidad de operación máxima, son determinados por el tipo de estrella a utilizar. Del catálogo de estrellas (ver anexo G), la que cumple con los requerimientos tanto de torque de trabajo (65 Nm), torque máximo de seguridad (97.5 Nm) y velocidad angular (12000 rpm) es la estrella hecha de poliuretano 64 Shore D-F, tamaño 24. Para el acople con los ejes se puede escoger entre diferentes materiales, que por costos se selecciona el acoplamiento de aluminio tamaño 24 de mangón estándar cuyo diámetro de agujero para el eje puede estar entre 9 y 24 mm (ver anexo G).

En la página de Ondrives⁸⁶ se listan varios precios para este tipo de acoples. Los acoples con eje de aluminio tamaño 24 cuestan £ 34.81 (47.41 USD) sin agujero y £ 62.63 (85.32 USD) con agujero y chavetero. Aunque no se listan precios de la estrella en el material seleccionado, una estrella tamaño 24 de poliuretano 92 shore A que tiene menores especificaciones cuesta £ 13.91 (18.95 USD). En total

⁸⁶ ONDRIVES Ltda, Rotex® Torsionally Flexible Insert Couplings [En línea]. Disponible en Internet: <<http://www.ondrives.com/products.asp?recnumber=121>>

se podría hablar de un acople con un costo de alrededor de £ 80 (108.9 USD) más gastos de envío.

Para la transmisión entre el motor paso a paso y el tornillo de potencia, se seleccionó un acople marca Gerwah GMBH de tipo fuelle de metal, de la serie DKN miniatura tipo 20 (ver anexo H). Este acople soporta un torque nominal de 2 Nm (mayor al requerido por el tornillo para comprimir el resorte a su máxima fuerza de trabajo), un velocidad angular de 15000 rpm y viene para ejes de 3 a 12 mm de diámetro. En ebay⁸⁷ se encuentra dicho acople a un precio de 19.99 dólares más los gastos de envío.

8.4 CELDA DE CARGA

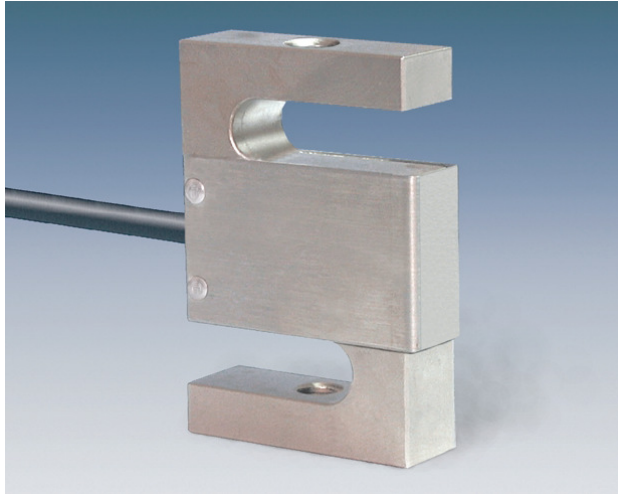
En Coldecon, se consiguen celdas de carga marca Utilcell⁸⁸, empresa Española que se dedica a la fabricación de este tipo de herramientas, reconocida y recomendada en el medio. La celda que se requiere para la aplicación no se necesita de mucha capacidad, de hecho se calcula que la medida máxima sea $R_3 = 807N$ (ver numeral 7.3, cálculo del soporte mordaza). Utilcell vende unas células de carga con carga nominal de 100 kg, cuyo modelo es el 610 100 kg (ver anexo I), y es una celda que sirve tanto para medir cargas a tensión y a compresión (esta celda se puede apreciar en la figura 61). Aunque en el proyecto se definió que sólo sería necesaria una celda que midiera compresión, las celdas a compresión que ofrece esta compañía miden valores nominales mucho más altos de lo necesario, por ende tienen menores resoluciones y mayores costos. A

⁸⁷ EBAY Inc. Gerwah DKN 20 metal bellow coupling [En línea]. Disponible en Internet: <[http://cgi.ebay.com/Gerwah-DKN-20-metal-bellow coupling_W0QQitemZ130258795640QQcmdZViewItemQQimsxZ20080928?IMSfp=TL080928101008r17818](http://cgi.ebay.com/Gerwah-DKN-20-metal-bellow_coupling_W0QQitemZ130258795640QQcmdZViewItemQQimsxZ20080928?IMSfp=TL080928101008r17818)>

⁸⁸ UTILCELL, células de carga [En línea]. Disponible en Internet: <http://www.utilcell.es/secciones/productos/ficha.aspx?seccio=productos&vista=0&categoria=0&tipus=3&model=modelo_610>

parte de esto, de acuerdo a la concepción de la máquina, con una celda de este tipo se podrían medir motores con giro horario o anti-horario sin necesidad de transmisores de potencia que inviertan el giro y la añadan pérdidas a la medición.

Figura 61 . Célula de carga marca Utilcell modelo 610 100kg.



Catálogo Utilcell células de carga modelo 610 (ver anexo I)

Esta celda fue cotizada en 650 mil pesos.

8.5 ENCODER

Se seleccionó un encoder óptico, pues son relativamente de bajo costo, cumplen con la resolución y precisión deseada, y mecánicamente soportan velocidades de trabajo altas (por requerimiento está definido que la velocidad de trabajo máxima es de 12000 rpm). El encoder es de marca World Encoders de la empresa US Digital tamaño 12 de la serie E 2 (ver anexo J). Este es el más pequeño y sencillo de los encoder ópticos que ofrece la marca, es de tipo modular incremental, con una frecuencia máxima de respuesta de 100 kHz y se seleccionó una resolución

de 100 P/R (pulsos por revolución). De acuerdo a la resolución y a la frecuencia de respuesta, se obtiene que la velocidad angular máxima de operación es de

$$\omega = \frac{100 \times 10^3}{100} * 60 = 60\,000 \text{ rpm.}$$

En el catalogo del fabricante, se muestran los precios para diferentes configuraciones para este tipo de encoders, y el precio del caso es de 41 dólares sin incluir gastos de envío.

8.6 MOTOR DE PASO

Para generar el torque requerido por el tornillo de potencia, para comprimir a su vez el resorte, se seleccionó un motor paso a paso, pues estos motores son especiales para definir posición, y de esta forma, se tiene un control preciso de la fuerza de frenado.

El motor seleccionado es marca Sanyo Denki, bastante conocida y de fácil adquisición. El modelo es el 103-810-6, que dentro de sus características esta la de desarrollar un torque sostenible unipolar de 2.2Nm, y bipolar de 2.75Nm, aparte de tener un ángulo por paso de 1.8°. Las demás características y medidas se pueden observar en el anexo K, que fue extraído de un catálogo obtenido a través de Varitel Ingeniería Electrónica S.A., empresa dedicada a la comercialización de productos electrónicos ubicada en Argentina.

De esta forma, sabiendo que el tornillo tiene un avance de 2.11 mm por giro y que la constante “k” del resorte es 71809 N/m, tenemos que la resolución con la que podemos controlar la fuerza de frenado será:

$$\Delta y_{min} = 2.11mm * \frac{1.8}{360}$$

$$\Delta y_{min} = 0.0105mm$$

$$\Delta F_{r min} = 71809 \frac{N}{m} * 0.0105 \times 10^{-3} m$$

$$\Delta F_{r min} = 0.757N$$

$$\Delta B_{f min} = \Delta F_{r min} * \mu = 0.757N * 0.38$$

$$\Delta B_{f min} = 0.287N$$

Las variables mencionadas en el cálculo anterior, están basadas en las utilizadas en el cálculo del resorte

Y así mismo, la resolución para el torque de frenado que se podrá conseguir es:

$$\Delta B_{t min} = \Delta B_{f min} * r_e = 0.287N * 0.055m$$

$$\Delta B_{t min} = 0.015Nm$$

8.7 SENSOR DE FIN DE CARRERA:

Para poder tener un buen control de la fuerza de frenado, es necesario conocer la distancia de compresión del resorte, por ende, la posición de la tuerca del tornillo de potencia y así, la posición inicial del motor paso a paso. Para esto se instalará un sensor de fin de carrera que simplemente es un suiche de tipo pulsador que cuando la tuerca llegue a su posición inicial dará una señal, y de esta manera,

antes de comenzar cualquier medición, se podrá saber qué fuerza se le está aplicando a la mordaza partiendo de cero.

Este sensor puede ser un pulsador (que son bastante económicos y comunes) de prácticamente cualquier marca. Realizando una pequeña investigación, se encontraron pulsadores como uno marca Ermec con patas terminales soldadas, referencia 13400 cuyas especificaciones se pueden apreciar en el anexo L. Suconel⁸⁹, empresa ubicada en Medellín, ofrece una gran variedad de pulsadores, cuyos precios varían entre unos \$500 y \$2000.

8.8 CONTROL

Teniendo en cuenta que el software escogido para trabajar con la máquina es LabView, se buscaron tarjetas de adquisición de datos de la misma empresa del software (National Instruments) de forma que fueran compatibles y se facilitara la transferencia de datos.

Dentro de los accesorios ya seleccionados, se tiene que el control necesita al menos una entrada analógica para leer la celda de carga (tensión de alimentación nominal de 10 V), se necesitan 4 entradas digitales para el encoder (voltaje de salida mínima de 2.4 V y típica de 3.4 V), 4 salidas digitales para controlar el motor paso a paso y una entrada digital para el sensor de fin de carrera. De esta forma, se seleccionó la tarjeta con referencia NI USB-6008 de bajo costo que tiene 8 entradas analógicas de 12 bits de resolución con una velocidad de muestreo de 10 kS/s, 2 salidas analógicas y 12 entradas/ salidas digitales aparte de las comodidades que ofrece una conexión USB. Cotizada para Colombia en la misma

⁸⁹ SUCONEL S.A., Pulsador Ermec ref. 13400 [En línea]. Disponible en Internet: www.suconel.com

página de la empresa⁹⁰, esta tarjeta tendría un costo de 175 dólares y sus especificaciones se encuentran en el anexo M.

8.9 TORNILLOS:

Anteriormente se calcularon los tornillos críticos para la máquina, pero estos no son todos los tornillos que se necesitan para ensamblar el freno Prony. En la tabla 14, se muestra el total de tornillos y tuercas que se necesitan, con su especificación y cantidad.

Tabla 14 . Tornillos y tuercas estándar para el ensamble del freno Prony.

Tipo de tornillo o tuerca	Cantidad
Tornillo de cabeza hexagonal SAE grado 5, 1/4"-20 x 1 1/4"	1
Tornillo de cabeza hexagonal milimétrico resistencia, 8.8 M10-1.5 x 100 mm	1
Tornillo de cabeza hexagonal milimétrico resistencia, 8.8 M10-1.5 x 30 mm	2
Tornillo tipo socket SAE grado 5, 1/4"-20 x 3/4"	8
Tornillo tipo socket SAE grado 5, 1/4"-20 x 4"	2
Tornillo tipo socket milimétrico resistencia 8.8, M5-0.8 x 15 mm	12
Tornillo tipo socket milimétrico resistencia 8.8, M3-0.5 x 20 mm	4
Tornillo tipo socket milimétrico resistencia 8.8, M3-0.5 x 15 mm	8
Tornillo tipo Japonés cabeza cilíndrica M 5-0.8 x 8 mm	8
Tornillo tipo Japonés cabeza cilíndrica M 3-0.5 x 10 mm	1
Tornillo auto roscante para lamina #6 x 1/4"	10
Tuerca hexagonal SAE grado 5, 1/4"-20	7
Tuerca hexagonal milimétrica resistencia 8.8, M 7-1	1

⁹⁰ NATIONAL INSTRUMENTS Corp. NI USB-6008 [En línea]. Disponible en Internet: <<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/14604>>

Para ver especificaciones de los tornillo y las referencias disponibles, se cuenta con el catálogo de Sumatec de productos industriales⁹¹, del cual se obtuvieron las tablas del anexo N, donde se puede apreciar que todas las referencias seleccionadas se consiguen en el mercado.

⁹¹ SUMATEC S.A., Catálogo de productos industriales. Colombia: Ed. Blanecolor Ltda. 2006.

9. DATOS FINALES

9.1 COSTOS DE LOS COMPONENTES

A continuación se presenta de forma resumida los costos estimados de todos los elementos para el freno Prony.

Tabla 15 . Costos estimados de los elementos del freno Prony

Componentes	USD	COP
Mordaza	45.00	101,441
Rodamientos SKF 61803	13.31	30,000
Rodamientos SKF 61804	14.20	32,000
Rodamientos SKF 607	3.33	7,500
Acople	35.00	78,898
Celda de carga	274.15	618,000
Motor paso a paso	40.00	90,200
Sensor fin de carrera	0.89	2,000
Tarjeta de adquisición de datos	175.00	394,492
Eje macizo $\Phi 1"$, 40mm	97.59	220,000
Tornillería	11.53	26,000
Resorte	66.54	150,000
Tornillo de potencia	155.26	350,000
Sistema Tuercas tornillo de potencia	66.54	150,000
Ensamble soporte de motor (partes no comerciales)	146.39	330,000
Ensamble eje (partes no comerciales)	110.90	250,000
Ensamble soporte mordaza (partes no comerciales)	53.23	120,000
Ensamble estructura (partes no comerciales)	199.62	450,000
Ensamble carcasa (partes no comerciales)	137.52	310,000
Total	1,646.01	3,710,531

9.2 ESPECIFICACIONES FINALES

Tabla 16 . Especificaciones finales del freno Prony

ESPECIFICACIONES
Torque nominal a medir hasta 65N.m
Torque máximo seguro 97.5N.m
Velocidad máxima 14000 rpm
Tamaño: 0.6m x 0.4m x 0.27m
Peso: 20.05kg
Capacidad de acople:
• Diámetro del eje: 9 a 24mm
• Longitud mínima del eje: 20mm
Resolución de medición de torque: 0.4N.m aprox.
Resolución de medición de velocidad angular <0.01 rpm
Velocidad en la toma de datos >1kHz ó 1kg/s

10. CONCLUSIONES

El diseño del freno Prony, es importante ya que le permite a muchas empresas de la industria colombiana tener conocimiento de la potencia entregada por los motores de accionamiento de los equipos con los que trabaja diariamente.

El freno Prony no es una máquina comúnmente conocida en el medio industrial nuestro, por lo que se consultó mucha información, criterios y procedimientos de diseño incluidos en esta tesis constituyen una base de consulta para aplicaciones futuras relacionadas con la selección o cálculo de dispositivos de medición de la potencia entregada por los motores de accionamiento.

El diseño conceptual, se basó en los métodos de diseño de Nigel Cross adaptándolos según las necesidades particulares del proyecto. Se considera que, con este proceso se logró un entendimiento bastante completo de la máquina, lo cual permitió seleccionar a partir de una exploración detallada, las mejores soluciones para cada subsistema y para el sistema completo del freno Prony y así, dar cumplimiento con la función deseada.

Es importante resaltar la importancia de este proceso dentro del diseño, y de que a pesar de ser algo lento y de no mostrar resultados inmediatos, una buena exploración conceptual ayuda a encaminarse en la dirección correcta en busca del resultado deseado donde los frutos se pueden apreciar en las etapas posteriores.

En el proceso de diseño se evaluaron todas las partes que se consideraron críticas para el buen funcionamiento del freno, basándose en metodologías confiables y

conservadoras como las presentadas en el libro de Shigley ⁹² on la utilización de los software de simulación, siguiendo las recomendaciones de los fabricantes y teniendo en cuenta situaciones extremas a las que la máquina eventualmente podría llegar a estar sometida, lo cual brinda un razonable grado de confianza y seguridad en cuanto a durabilidad y reducción de probables condiciones de falla.

Se realizó la modelación de la máquina, lo cual incluyó la forma geométrica de cada pieza la dinámica del conjunto y el ensamble mismo, con lo que se puede afirmar que el equipo tendrá un adecuado desempeño no solo durante su funcionamiento sino también para realizar el montaje del mismo.

Si bien es cierto que el equipo incluye varios componentes comerciales que deben ser importados, tales como la mordaza y el disco del freno, el diseño ha sido orientado de tal forma que los diferentes componentes puedan fabricarse a nivel local, con lo cual puede afirmarse que el freno Prony diseñado será un dispositivo de relativo bajo costo.

Se realizaron los planos de taller de todas las piezas, en los cuales se encuentran los detalles las especificaciones necesarias para su fabricación, y ensamble y posterior utilización.

Se realizó toda la modelación de la máquina hasta su más alto detalle, asegurando para cada pieza una geometría acertada y para su conjunto una dinámica y ensamble apropiados, que permitan un buen desempeño.

Se realizaron los planos de taller de todas las piezas, en los cuales se encuentran los detalles las especificaciones necesarias para su fabricación y ensamble

⁹² SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002.

Con todo lo anterior se puede decir que el diseño del freno Prony queda listo para fabricación y posterior utilización.

11. RECOMENDACIONES

La parte electrónica, en lo que se refiere a motores de paso, encoder, celdas de carga, sensores y controladores, puede ser en un futuro modificada y optimizada debido a que la selección fue basada en recomendaciones e información obtenida de los fabricantes y no se tenía el conocimiento y la experiencia necesaria para tener las más amplias posibilidades de selección. Por ejemplo, se podría diseñar y/o adecuar una tarjeta con base en un microcontrolador que se adapte a los elementos electrónicos seleccionados, reduciendo notablemente los costos.

BIBLIOGRAFÍA

BEDFORD, Anthony y FOWLER, Wallace. Mecánica para ingeniería estática. 5 ed. México: Prentice Hall, 2008. 656 p.

BROWN, Martín. Acciones Estándares Siemens, Manual de Aplicaciones [pdf]. Congleton. 1997

CROSS, Nigel. Métodos de diseño: Estrategias para el diseño de productos. México D.F: Limusa Wiley, 2005. 190 p.

ERDMAN, Arthur G. Diseño de mecanismos: Análisis y síntesis. 3 ed., México: Prentice Hall, 1998. 646p.

MALEEV, V. L. Internal-Combustion Engines; Theory and Design. New York: McGraw-Hill, 1945. 636p.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 1080p.

KARASSIK, Igor J. Pump handbook. Estados Unidos: Mc Graw Hill, 1976. 14-39p.

SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: McGraw Hill, 2002. 1258p.

SUMATEC S.A, Catálogo de productos industriales. Colombia: Ed. Blanecolor Ltda. 2006. 248 p.

WESSEL, Rudolph. Los electromotores en la práctica; Elección-puesta en servicio-mantenimiento. 4 ed. Barcelona: Gustavo Gili, 1970. Versión en español. 190 p.

WERNINCK, E. Electric motor handbook. London: McGraw Hill, 1978. 629 p.

BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA

Blancard@:

BLANCARD, Steve. Blood Sweat and Gears [en línea]. The Antique Motorcycle Club of America, Inc. Febrero 19 de 2007 [citado el 11 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet:

<<http://www.antiquemotorcycle.org/TheMagazine/bsg.html>>

Buckley Old Engine Show@:

Buckley Old Engine Show. Horsepower Testing & Pony Brake [en línea]. Northwest Michigan Engine & Thresher Club, Inc. [citado el 11 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet:

<<http://www.buckleyoldengineshow.org/Spotlight/Horsepower-Testing-Pony-Brake>>

Power dynamometers@:

POWER DYNAMOMETERS. The basic of dynamometer [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.powerdynamometers.com>>

Power dynamometers@:

POWER DYNAMOMETERS. How dynamometers are used for engine testing [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.powerdynamometers.com/how-dynamometers-are-used-for-engine-testing.php>>

eBay@:

EBAY Inc. Gerwah DKN 20 metal bellow coupling [En línea]. Disponible en Internet:<<http://cgi.ebay.com/Gerwah-DKN-20-metal-bellow>

coupling_W0QQitemZ130258795640QQcmdZViewItemQQimsxZ20080928?IMSfp=TL080928101008r17818>

eBay@:

EBAY, GLOBAL BUYING, Rietschoten Twiflex brake caliper MU13-PM 6781394 [En línea]. Disponible en Internet:

<<http://global.ebay.com/gbh/viltem?ItemId=370085523272>>

empresa@:

NATIONAL INSTRUMENTS Corp. NI USB-6008 [En línea]. Disponible en Internet:

<<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/14604>>

Ondrives@:

ONDRIVES Ltda,_Rotex® Torsionally Flexible Insert Couplings [En línea].

Disponible en Internet: <<http://www.ondrives.com/products.asp?recnumber=121>>

Tabla 2@:

FUNDACIÓN ASCAMM, Centre Tecnologic. Tolerancias, Sistemas de ajuste [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.scribd.com/doc/3320144/4-tolerancias-de-ajuste>>

Suconel@:

SUCONEL S.A., Pulsador Ermec ref. 13400 [En línea]. Disponible en Internet:

<www.suconel.com>

SKF@:

SKF [en línea]. Disponible en Internet:

<<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=en&newlink=&prodid=&action=Calc3>>

SKF@:

SKF [En línea]. Disponible en Internet: < <http://www.skf.com>>

Cátalogo de productos@:

TWIFLEX LIMITED. Industrial disc brakes, Products brochure [pdf]. Disponible en Internet:<www.twiflex.com>

Wikipedia@:

WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Dinamómetro [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 24 de Febrero de 2008”. Disponible en Internet: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Dinamometro>>.

Wikipedia@:

WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Dynamometer [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 21 de Marzo de 2008”. Disponible en Internet: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer>>.

Motor de combustion interna@:

WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Motor de combustion interna [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 30 de Junio de 2008”. Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna>.

KEVENEY@:

KEVENEY. Wankel Engine [en línea]. Disponible en Internet: <<http://www.keveney.com/Wankel.html>>

Ley de Lorentz@:

WIKIPEDIA, The Free Encyclopedia. Motor de corriente continua [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 24 de Agosto de 2008”. Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_corriente_continua>

Tú verás@:

HERNÁNDEZ, Juan Luis. Tú verás, web de tecnología eléctrica. Motor síncrono [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 4 de Julio de 2008”. Disponible en Internet: <http://www.tuveras.com/motorsincrono/motorsincrono.htm>

SIEMENS@:

SIEMENS. Nema frames application manual [en línea] Disponible en Internet: <<http://www2.sea.siemens.com/Products/Electric-Motors/NEMA-AC-Motors/NEMA-Application-Manual.htm>>

Universidad Nacional del Cuyo@:

Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de Cuyo. Máquinas sincrónicas en [línea]. Disponible en Internet: http://fing.uncu.edu.ar/catedras/archivos/electrotecnia/apuntes/maquinas_sincronas/maq_sincronas1.pdf

Tú verás@:

HERNÁNDEZ, Juan Luis. Tú verás, web de tecnología eléctrica. Motor síncrono [en línea]. “Esta página fue últimamente actualizada el 4 de Julio de 2008”. Disponible en Internet: <<http://www.tuveras.com/maquinaasincrono/motorasincrono1.htm>>

eBay@:

EBAY Inc. Gerwah DKN 20 metal bellow coupling [En línea]. Disponible en Internet: <http://cgi.ebay.com/Gerwah-DKN-20-metal-bellow-coupling_W0QQitemZ130258795640QQcmdZViewItemQQimsxZ20080928?IMSfp=TL080928101008r17818>

Utilcell@:

UTILCELL, células de carga [En línea]. Disponible en Internet: <http://www.utilcell.es/secciones/productos/ficha.aspx?seccio=productos&vista=0&categoria=0&tipus=3&model=modelo_610>

KTR Kupplungstechnik GMBH. BoWex, BoWex-FLE-PA, BoWex Elastic [pdf]. [Alemania]. Disponible en Internet en: <<http://www.ktr.com>>.

KTR Kupplungstechnik GMBH. Poly-Norm, Poly, Revolex KX [pdf]. [Alemania] Disponible en Internet en: <<http://www.ktr.com>>.

Stromag AG. Highly-flexible Perifex shaft couplings [pdf]. [Alemania]: Ene. 2003 Disponible en Internet en: <<http://www.stromag.com>>.

Stromag AG. Highly-flexible Perifex shaft couplings [pdf]. [Alemania]: Ene. 2003 Disponible en Internet en: <<http://www.stromag.com>>.

Ruland. MOCT-MOST [pdf]. [Watertown, Massachussets, Estados Unidos]. Disponible en Internet en: <<http://www.ruland.com>>

Misumi USA Inc. Couplings [online]. [Estados Unidos]. [citado en Septiembre de 2008]. Disponible en Internet: <https://fa.misumiusa.com/gwos/catalog/catalog_list_pc050.aspx?CATALOG_ID=0001&CATEGORY_ID=008>.

INTORQ GmbH & Co. KG. Spring-operated brake with electromagnetic release, INTORQ BKF458, Operating Instructions [pdf]. Segunda edicion, [Alemania] Feb. 2005. Disponible en Internet: <<http://www.intorq.com>>.

INTORQ GmbH & Co. KG. Mechatronic brake system, INTORQ Control [pdf]. [Alemania]. Disponible en Internet: <<http://www.intorq.com>>.

Ogura Industrial Corp. Electromagnetic Clutch/brake, PDF Catalog [pdf]. Japon. Disponible en Internet: <<http://www.ogura-clutch.com>>.

EATON Coporation. Spring Applied Brakes. Airflex Division. [Cleveland, Ohio, Estados Unidos]. 1997. Disponible en Internet: <<http://www.eaton.com/EatonCom/ProductsServices/Airflex/index.htm>>

CSC Force Measurement, Inc. Mechanical Force Gauges [en línea]. [Agawa, MA, Esrados Unidos]. [Citado en Agosto de 2008] Disponible en Internet: <<http://www.cscforce.com/main.htm>>

Transucer Techniques Inc. Load Cells / Force Sensors [en línea]. [Canadá]. [citado en Agosto de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.transducertechniques.com/Load-Cells-Force-Sensors.cfm>>

PCE Group Europe. Home Page [en línea]. [citado en Agosto de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.pce-group.eu>>

Vishay Measurements Group GmbH. Strain Gage Home Page [en linea]. "Esta pagina fue ultimamente actualizada el 27 de Febrero de 2007". [Heilbronn - Germany].Disponible en Internet: <<http://www.blh.de/default.htm>>

Vishay BLH Weighing Systems. Home Page [en linea]. [Citado en Septiembre de 2008]. Disponible en Internet: <www.blh.com>

Extech Instruments a Flir Company. Home Page [en línea]. [Citado en Septiembre de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.extech.com>>

Feedback Devices, Incremental – Absolute Encoders [pdf]. Danaher Industrial Controls. 2006. Disponible en Internet: <www.feedbackdevices.com>

Quantum Devices, Inc. Home Page [en línea]. [citado en Agosto de 2008]. Disponible en Internet: <<http://www.quantumdev.com>>

Microchip Technology Inc. PIC16F627A/628A/648A Data Sheet [pdf]. 2007. Disponible en Internet: <<http://www.microchip.com>>

EATON Corporation. PLC, I/O & Communications Products [pdf]. May. 2007. Disponible en Internet: <<http://www.eaton.com>>

ANEXOS

Anexo A . Planos de taller

No. Plano	Descripción Plano
2	Ensamble General - Partes
2-1	Ensamble General - Dimensiones
3	Sub ensamble Eje - Partes
3-1	Sub ensamble Eje – Dimensiones
3-2	Eje
3-3	Bocín
3-4	Pasador Bocín
3-5	Modificaciones para el disco
4	Sub ensamble Soporte mordaza - Partes
4-1	Sub ensamble Soporte mordaza - Dimensiones
4-2	Porta mordaza izquierdo
4-3	Placa porta mordaza
4-4	Porta mordaza derecho
5	Sub ensamble Mordaza - Partes
5-1	Sub ensamble Mordaza - Dimensiones
5-2	Modificaciones Mordaza
5-3	Respaldo soporte del resorte
5-4	Soporte para el resorte
5-5	Placa soporte del motor izquierda
5-6	Placa soporte del motor central
5-7	Soporte suiche
5-8	Placa soporte del motor derecha
5-9	Tuerca del tornillo de potencia 1
5-10	Porta rodamiento
5-11	Tornillo de potencia
5-12	Tuerca del tornillo de potencia 2
6	Sub ensamble Estructura - Partes
6-1	Sub ensamble Estructura - Dimensiones
6-2	Soporte estructura izquierdo
6-3	Soporte estructura trasero
6-4	Soporte estructura frontal
6-5	Soporte estructura derecho

6-6	Soporte celda de carga
7	Carcasa central
8	Carcasa lateral izquierda
9	Carcasa lateral derecha

Anexo B . Dinamómetros serie ED, HD, PB y WB

Anexo C . Mordaza tipo “MU”

Anexo D . “Tolerancias. Sistemas de ajuste”

Anexo E . Rodamientos referencia 61803 y 61804

Anexo F. Rodamientos referencia 607

Anexo G . Acople tipo estrella

Anexo H . Acople Gerwah GMBH Tipo fuelle de metal, serie DKN miniatura tipo
20

Anexo I . Celda de carga modelo 610 – 100kg

Anexo J. Encoder serie E2

Anexo K . Motor SANYO DENKI serie 103 – 81

Anexo L: Pulsador Ermec, Referencia 13400

Anexo M . Catálogo del control

Anexo N . Tornillos Sumatec

Filename: DISEÑO DE UN FRENO PRONY final
Directory: C:\Users\Alberto\Desktop\PROYECTO DE GRADO -
LAURA
Template: C:\Users\Alberto\AppData\Roaming\Microsoft\Templ
s\Normal.dot
Title: TITULO:
Subject:
Author: Carlos Corrales
Keywords:
Comments:
Creation Date: 07/11/2008 16:00:00
Change Number: 2
Last Saved On: 07/11/2008 16:00:00
Last Saved By: Alberto
Total Editing Time: 4 Minutes
Last Printed On: 12/11/2008 19:59:00
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 202
Number of Words: 26.922 (approx.)
Number of Characters: 148.077 (approx.)