

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**Diseño de un banco de pruebas para comparar parámetros de
calidad en pastillas de freno para automóviles livianos**

Trabajo final de graduación sometido a la consideración del Tribunal Examinador
de la Escuela de Ingeniería Mecánica para optar por el título de Licenciatura en
Ingeniería Mecánica.

Mariana Montenegro Montero
Jose Francisco Navarro Bejarano
Giovanni Rigioni Acuña

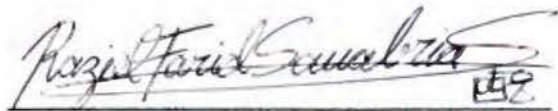
San Pedro de Montes de Oca

2014

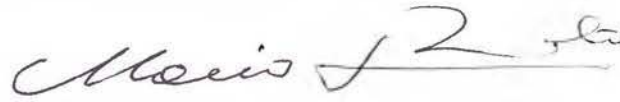
Esta tesis fue aceptada por el Tribunal Examinador de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como parte de los requisitos para optar por el título y grado de Licenciado(a) en Ingeniería Mecánica.


Ing. Juan Gabriel Monge Gapper, MSc.
Asesor director


Ing. Marco Vinicio Calvo Vargas, MBA.
Coordinador Extensión Docente y
Práctica Profesional


Ing. Raziel Farid Sanabria Sandí, MSc.
Asesor interno


Ing. Jhymer Rojas Vásquez, MSc.
Director de la Escuela de Ingeniería
Mecánica


Ing. Mario Rimolo Gambassi, PhD.
Asesor externo


Ing. Domingo Riggioni Cordero, PhD.
Asesor externo

© Derechos de autor

Mariana Montenegro Montero

Jose Francisco Navarro Bejarano

Giovanni Rigioni Acuña

2014

Dedicatoria

Para esas personas en cada una de nuestras vidas que siempre están a nuestro lado y nos inspiran a ser mejores.

"Strive for perfection in everything you do. Take the best that exists and make it better. When it does not exist, design it."

"Busca la perfección en todo lo que hagas. Toma lo mejor que existe y hazlo mejor. Cuando no exista, diseñalo."

Sir Henry Royce (1863 - 1933)

Agradecimientos

A nuestros padres y madres, quienes con esfuerzo y amor nos impulsaron a conseguir este logro; a nuestros profesores asesores, que atendieron cada una de nuestras ideas y dudas con entusiasmo y de quienes aprendimos por discusiones, anécdotas y hasta “a golpes”; a nuestros amigos y compañeros quienes durante todo este proceso nos ayudaron en una u otra manera; a ellos y a todas las personas cercanas a cada uno de nosotros que nos ayudan a seguir adelante les agradecemos.

Cuadro de contenidos

Dedicatoria.....	iv
Agradecimientos	v
Cuadro de contenidos.....	vi
Índice de figuras	xi
Índice cuadros	xv
Lista de abreviaturas.....	xix
Lista de parámetros y variables	xx
Resumen	1
1 Introducción	2
1.1 Antecedentes	2
1.2 Justificación.....	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 Objetivo general	4
1.3.2 Objetivos específicos.....	4
1.4 Alcances y limitaciones	5
1.4.1 Alcances.....	5
1.4.2 Limitaciones	6
1.5 Metodología.....	6
1.5.1 Tipo de la investigación	6
1.5.2 Enfoque de la investigación.....	7
2 Marco teórico	8
2.1 Circuito de freno de un automóvil.....	8

2.1.1	Principio de Pascal.....	9
2.2	Pinza de freno	10
2.2.1	Prensa de montaje flotante.....	11
2.2.2	Prensa de montaje fijo.....	12
2.2.3	Línea de freno	13
2.2.4	Fluido hidráulico	14
2.3	Pastillas de freno.....	15
2.3.1	Composición.....	15
2.3.2	Componentes	19
2.3.3	Macrocaracterísticas	20
2.4	Desgaste de la pastilla	21
2.4.1	Cargas activas entre disco y pastilla	23
2.4.2	Par de torsión efectivo sobre un disco.....	26
2.4.3	Radio de aplicación para el torque	27
2.5	Disco	28
2.6	Eje de transmisión	32
2.7	Acople de transmisión	34
2.8	Motor	36
2.9	Rodamientos	37
2.10	Instrumentación.....	42

2.10.1	Celda de carga	42
2.10.2	Sistemas de medición de temperatura.	44
2.10.3	Sistema de medición de espesores y masas	45
2.12.	Análisis térmico del frenado y disipación de calor	47
3.	Diseño del banco de pruebas	58
3.1.	Protocolo de pruebas	58
3.1.1.	Preparación de las muestras	59
3.1.2.	Velocidad de prueba.....	61
3.1.3.	Etapas de asentamiento.....	61
3.1.4.	Mediciones	62
3.1.5.	Presentación de resultados	66
3.2.	Prensa de freno comercial y portamuestras.....	67
3.3.	Componentes auxiliares del banco de pruebas	71
3.3.1.	Eje motriz principal	73
3.3.2.	Motor	77
3.3.3.	Reductor de velocidad o motorreductor.....	78
3.3.4.	Acople	79
3.3.5.	Muñoneras	81
3.3.6.	Soporte para disco	82
3.3.7.	Soporte para la prensa	86

3.3.8.	Acople para celda de carga	89
3.3.9.	Presión de frenado y mecanismo de aplicación de carga	92
3.3.10.	Sistema de enfriamiento	95
3.3.11.	Sistema de calentamiento	101
3.4.	Selección de instrumentación	104
3.4.1.	Sensor de fuerza	105
3.4.2.	Sensor de temperatura	107
3.4.3.	Sensor de velocidad angular	109
3.4.4.	Sensor de presión	110
3.4.5.	Sistema de control y adquisición de datos	111
4.	Análisis de costos	116
4.1.1.	Materiales	116
4.1.2.	Manufactura	117
4.1.3.	Otros conceptos	117
5.	Conclusiones y recomendaciones	119
5.1.	Conclusiones	119
5.2.	Recomendaciones	126
	Bibliografía	128
6.	Anexos	135
6.1.	Anexo 1: Formato para la anotación de resultados	135
6.2.	Anexo 2 Memorias de cálculo	136
6.2.1.	Memoria de cálculo determinación de la potencia del motor	136

6.2.2.	Memoria de cálculo reacciones en los apoyos	138
6.2.3.	Menoría de cálculo diámetro del eje.....	139
6.2.4.	Memoria de cálculo de la fuerza por aplicar sobre el cilindro maestro 141	
6.2.5.	Memoria de cálculo sistema de calentamiento.....	142
6.2.6.	Memoria de cálculo sistema de enfriamiento	143
6.2.7.	Memoria de cálculo mecanismo activador del cilindro maestro.	148
6.3.	Anexo 3: Esquema del sistema de Control	150
6.4.	Anexo 4: Diagrama de secuencias.....	151

Índice de figuras

Ilustración 1. Diagrama de un sistema de freno (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004).....	8
Ilustración 2. Funcionamiento de una pinza de frenado (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004)	11
Ilustración 3. Prensas para discos de freno (Orthwein, 2004)	13
Ilustración 4. Pastilla de freno con subcapa (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004).....	19
Ilustración 5. Variables involucradas en el desgaste (Nisbett, 2012).....	22
Ilustración 6. Diagrama fuerza de fricción (Nisbett, 2012)	24
Ilustración 7. Disco Ventilado (Orthwein, 2004).....	30
Ilustración 8. Partes del disco de freno (Bosch, 1996).....	30
Ilustración 9. Filtro térmico (Ocaña, 2012).....	31
Ilustración 10. Valor q para la constante de concentración de esfuerzos (Nisbett, 2012).....	33
Ilustración 11. Valor q cortante para la constante de concentración de esfuerzos (Nisbett, 2012).....	34
Ilustración 12. Selección de acoples de acuerdo a torque y velocidad (Neadle, 1991).....	36
Ilustración 13. Relaciones de grupos adimensionales (Budynas & Nisbett, 2008).	39
Ilustración 14. Celda de carga (Coventry, 2013).....	43

Ilustración 15. Termómetro infrarrojo (Taylor, 2014).....	45
Ilustración 16. Micrómetro (Mitutoyo, 2014).....	46
Ilustración 17. Balanza de Precisión (OHAUS, 2013).....	47
Ilustración 18. Convección interna (German, 2012).....	49
Ilustración 19. Cavidad entre álabes de un disco de freno (Autores, 2013)....	50
Ilustración 20. Número de Nusselt corregido (Lillo Harún, 2006).....	52
Ilustración 21. Flujo de aire por convección lateral (Autores, 2013)	53
Ilustración 22. Ejemplo de bobinas para calentamiento por inducción (Ambrell, 2014).....	57
Ilustración 23. Plantilla para puntos de medición para la muestra (Autores, 2013)	60
Ilustración 24. Portamuestras para las pastillas de freno (Autores, 2013).....	60
Ilustración 25. Diagrama de flujo de las mediciones del protocolo (Autores, 2014)	62
Ilustración 26. Prensa, base de diseño (Autores, 2013)	68
Ilustración 27. Disco, equipo base de diseño (Autores, 2013).....	68
Ilustración 28. Bomba de freno, base de diseño (OLX, 2014)	69
Ilustración 29. Pastilla base para el portamuestras (Autores, 2013).....	70
Ilustración 30. Portamuestras (Autores, 2013).....	70
Ilustración 31. Ensamble general del banco de pruebas, vista frontal (Autores, 2014).....	72

Ilustración 32. Ensamble general del banco de pruebas, vista lateral (Autores, 2014).....	72
Ilustración 33. Diagrama de cuerpo libre del eje (Autores, 2014)	74
Ilustración 34. Diagrama de momentos flexionantes totales en el eje (Autores, 2014).....	74
Ilustración 35. Diagrama constructivo del eje (Autores, 2014).....	76
Ilustración 36. Acople tipo grilla metálica (Lovejoy, 2014)	80
Ilustración 37. Muñonera de pedestal (TIMKEN, 2014)	81
Ilustración 38. Agujeros de soporte disco de freno (Autores, 2014)	82
Ilustración 39. Acople disco de freno (Autores, 2014)	84
Ilustración 40. Condiciones de frontera del acople al disco (Autores, 2014)...	85
Ilustración 41. Análisis de esfuerzos del acople del disco (Autores, 2014).....	86
Ilustración 42. Ensamble del soporte para la prensa (Autores, 2014)	87
Ilustración 43. Condiciones de frontera del acople a la prensa (Autores, 2014)	88
Ilustración 44. Análisis de esfuerzos del soporte de la prensa (Autores, 2014)	89
Ilustración 45. Ensamble de acople para galga de fuerza (Autores, 2013).....	90
Ilustración 46. Soporte galga (Autores, 2014).....	91
Ilustración 47. Análisis de esfuerzos del soporte de la galga (Autores, 2014)	92
Ilustración 48. Esquema del mecanismo activador del cilindro maestro (Autores, 2014).....	94

Ilustración 49. Triángulo de velocidades (Autores, 2014)	96
Ilustración 50. Número de Nusselt corregido (Lillo Harún, 2006).....	97
Ilustración 51. Sistema de inyección de aire (Autores, 2014)	100
Ilustración 52. Compresor seleccionado (Abac, 2014)	101
Ilustración 53. Bobina para sistema de calentamiento por inducción (Autores, 2014).....	103
Ilustración 54. Ensamble bobina para sistema de calentamiento (Autores, 2014)	104
Ilustración 55. Ubicación de sensores (Autores, 2014).....	105
Ilustración 56. Sistema de sujeción sensor de fuerza (HBM, 2014).....	107
Ilustración 57. Selección de sensor de temperatura (WATLOW, 2014).....	108
Ilustración 58. Sensor de velocidad (Baumer, 2014)	109
Ilustración 59. Sistema de adquisición de datos con control y supervisión de procesos (Genexus, 2014)	113
Ilustración 60. Esquema de fuerzas actuando sobre el eje (Autores, 2014) .	136
Ilustración 61. Anexo 3. Esquema del sistema de control (Autores, 2014) ...	150

Índice cuadros

Cuadro 1. Clasificación del coeficiente de fricción SAE (COVENIN, 1996) ...	15
Cuadro 2. Propiedades de la fundición gris (Autores, 2014).....	29
Cuadro 3. Elección preliminar del acoplamiento (Neadle, 1991)	34
Cuadro 4. Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas (Budynas & Nisbett, 2014)	39
Cuadro 5. Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular (Budynas & Nisbett, 2008)	40
Cuadro 6. Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de rodillos cilíndricos (Budynas & Nisbett, 2008)	40
Cuadro 7. Recomendaciones para estimar la vida nominal (Budynas & Nisbett, 2008).....	41
Cuadro 8. Factor de carga recomendado (Budynas & Nisbett, 2008)	41
Cuadro 9. Valor de parámetro Mrod (Budynas & Nisbett, 2008).....	42
Cuadro 10. Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 4140 (Sumiteccr, 2011)	75
Cuadro 11. Propiedades físico-químicas del acero AISI-SAE 4140 (Sumiteccr, 2011).....	75
Cuadro 12. Posición de componentes sobre el eje (Autores, 2013).....	76
Cuadro 13. Motorreductor seleccionado (Rossi, 2013).....	79
Cuadro 14. Selección de Acople (Lovejoy, 2014)	80
Cuadro 15. Selección de Muñonera (TIMKEN, 2014).....	82

Cuadro 16. Propiedades químicas del acero A-36 (Sumiteccr, 2011)	83
Cuadro 17. Propiedades fisicoquímicas del acero A-36 (Sumiteccr, 2011)	83
Cuadro 18. Selección cilindro neumático (Festo, 2014)	94
Cuadro 19. Propiedades del aire (Cengel, 2007).....	98
Cuadro 20. Accesorios marca Silvent para inyección de aire (Autores, 2014)	99
Cuadro 21. Selección de equipo de inducción (Ambrell, 2014)	102
Cuadro 22. Selección de sensor de fuerza (HBM, 2014).....	106
Cuadro 23. Selección sensor de temperatura infrarrojo (MICRO-EPSILON, 2014).....	108
Cuadro 24. Selección sensor de velocidad (Baumer, 2014).....	110
Cuadro 25. Selección de sensor de presión (HBM, 2014).....	111
Cuadro 26. Resumen de señales de control (Autores, 2014)	113
Cuadro 27. Especificaciones CompactLogix 5370 L2 (Rockwell Automation, 2014).....	114
Cuadro 28. Presupuesto por materiales (Autores, 2014).....	116
Cuadro 29. Presupuesto por manufactura (Autores, 2014)	117
Cuadro 30 Presupuesto por conceptos varios (Autores, 2014)	117
Cuadro 31. Anexo 2. Características del acople (Autores, 2014)	137
Cuadro 32. Anexo 2. Características del disco (Autores, 2014)	137
Cuadro 33. Anexo 2. Potencia requerida por el motor (Autores, 2014)	138
Cuadro 34. Anexo 2. Características del porta prensa (Autores, 2014).....	138
Cuadro 35. Anexo 2. Características del eje (Autores, 2014).....	139

Cuadro 36. Anexo 2. Reacciones en los apoyos (Autores, 2014).....	139
Cuadro 37. Anexo 2. Esfuerzos en el eje (Autores, 2014).....	140
Cuadro 38. Anexo 2. Factores de concentración de esfuerzo (Autores, 2014)	140
Cuadro 39. Anexo 2. Valores obtenidos de criterio de falla (Autores, 2014).	140
Cuadro 40. Anexo 2. Diámetro y factor de seguridad (Autores, 2014)	141
Cuadro 41. Anexo 2. Parámetros del cilindro de la prensa (Autores, 2014) .	141
Cuadro 42. Anexo 2. Parámetros del cilindro maestro (Autores, 2014).....	141
Cuadro 43. Anexo 2. Características del material de disco (Autores, 2014).	142
Cuadro 44. Anexo 2. Potencia del calentador por inducción (Autores, 2014)	142
Cuadro 45. Anexo 2. Parámetros generales de los alabes del disco (Autores, 2014).....	143
Cuadro 46. Anexo 2. Parámetros a la entrada de cada alabe (Autores, 2014)	143
Cuadro 47. Anexo 2. Parámetros a la salida de cada alabe (Autores, 2014)	144
Cuadro 48. Anexo 2. Número de Reynolds para los alabes del disco (Autores, 2014).....	144
Cuadro 49. Anexo 2. Número de Nusselt para los alabes del disco (Autores, 2014).....	144
Cuadro 50. Anexo 2. Coeficiente de convección para los alabes del disco (Autores, 2014).....	145
Cuadro 51. Anexo 2. Calor disipado por el disco (Autores, 2014)	145

Cuadro 52. Anexo 2. Calor generado por las pastillas (Autores, 2014)	146
Cuadro 53. Anexo 2. Coeficiente de convección para las caras del disco (Autores, 2014).....	146
Cuadro 54. Anexo 2. Número de Nusselt para las caras del disco (Autores, 2014).....	147
Cuadro 55. Anexo 2. Número de Reynolds para las caras del disco (Autores, 2014).....	147
Cuadro 56. Anexo 2. Velocidad requerida por el sistema de enfriamiento (Autores, 2014).....	147

Lista de abreviaturas

- SAE: Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers)
- SI: Sistema internacional de unidades
- NEMA: Asociación Nacional de Constructores Eléctricos (National Electrical Manufacturers Association)
- AC: Corriente alterna
- DC: Corriente directa o continua
- ICE: Instituto Costarricense de Electricidad
- CNFL: Compañía Nacional de Fuerza y Luz
- DCL: Diagrama de Cuerpo Libre
- ECE R: Regulaciones de la Comisión Económica para Europa (Economic Commission for Europe Regulations)
- CAD: Dibujo asistido por computadora
- COVENIN: Comisión Venezolana de Normas Industriales
- ASTM: Sociedad Americana para Pruebas de Materiales (American Society for Testing and Materials)
- DAQ: Sistema de Adquisición de Datos (Data Acquisition System)
- SCADA: Adquisición de Datos y Control Supervisado (Supervisory Control and Data Acquisition)
- USD: Dólar de Estados Unidos de América (United States Dollar)
- RTD: Detector de resistencia de temperatura (Resistance Temperature Detector)
- MOPT: Ministerio de Obras Públicas y Transporte
- RTV: Revisión Técnica Vehicular

Lista de parámetros y variables

F: Fuerza normal ejercida por la pastilla sobre el disco (N)

P: Presión hidráulica que ocasiona la fuerza F (Pa)

A: Área de la pastilla de freno (m²)

f_s: Coeficiente de fricción entre el disco y la pastilla de freno

S: Distancia lineal o desplazamiento relativo que recorre la pastilla sobre el disco en contacto (m)

W: Trabajo realizado por la fuerza de fricción (N m)

v: Velocidad lineal (m/s)

t: Tiempo (s)

ω: Desgaste de la pastilla (m)

C: Constante de proporcionalidad experimental

K: Producto de C por el coeficiente de fricción

ω_{rot}: Velocidad angular de giro (rad/s)

r_i: Radio interno de la pastilla (m)

r_o: Radio externo de la pastilla (m)

r: Radio en cualquier punto de la pastilla (m)

θ: Angulo de la pastilla (rad)

T: Torque generado por la fuerza de fricción sobre el disco (N m)

HB: Dureza Brinell

n: Factor de confiabilidad

S_e: Resistencia de diseño máxima (Pa)

S_y: Resistencia a fluencia (Pa)

M: Momento generado (Nm)

K_f: Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la flexión

K_{fs}: Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la torsión

q, q_c, K_t, K_{ts}: Factores de diseño del eje que depende de características físicas (muesca o cuñeros), además de la resistencia última

L₁₀: Vida nominal de los roles al 90% de confiabilidad (revoluciones)

C₁₀: Carga de operación de los roles al 90% de confiabilidad (N)

L_R: Vida nominal en horas (h)

n_R: RPM nominal

L_D: Vida deseada en horas (h)

n_D: RPM deseada

F_r: Fuerza radial (N)

F_a: Fuerza de empuje (N)

F_e: Fuerza equivalente (N)

V_{rol}: Factor de rol (depende del giro del anillo interno o externo)

X_i y Y_i: Otros factores para determinación de roles

C_o: Clasificación de carga estática

n_b: Número de bolas del cojinete

n_r: Número de rodillos

d_b: Diámetro de las bolas (m)

d_r: Diámetro de los rodillos (m)

l_c: Longitud línea de contacto del rodillo (m)

M_{rod}: Parámetro dependiente del tipo de rodamiento

ρ_{res.elec}: Resistividad eléctrica del metal (Ω m)

μ_{perm.mag}: Permeabilidad magnética relativa

f_{Hz} : Frecuencia (Hz)

q_{total} : Calor generado en el proceso de frenado (J)

h_c : Coeficiente de convección (J/m^2K)

$T_{superficie}$: Temperatura de la superficie del disco (K)

T_{fluido} : Temperatura del aire a condiciones de entrada o inyección (K)

Q : Caudal de aire (m^3/s)

a_{ent} : Ancho de la cavidad a la entrada (m)

b_{ent} : Largo de la cavidad a la entrada (m)

a_{sal} : Ancho de la cavidad a la salida (m)

b_{sal} : Largo de la cavidad a la salida (m)

AC_{ent} : Área de la entrada a la cavidad (m^2)

v_{ent} : Velocidad del aire a la entrada a la cavidad (m/s)

v_{prom} : Velocidad promedio dentro de la cavidad (m/s)

D_h : Diámetro hidráulico (m)

$D_{h.ent}$: Diámetro hidráulico a la entrada de la cavidad (m)

$D_{h.sal}$: Diámetro hidráulico a la salida de la cavidad (m)

Ac : Área de la cavidad (m^2)

Pc : Perímetro de la cavidad (m)

ρ : Densidad del aire (kg/m^3)

μ : Viscosidad dinámica del aire (kg/ms)

k : Conductividad térmica del aire (W/mK)

v_{aire} : Velocidad del aire a la entrada de la placa plana o disco (m/s)

Lc : Longitud característica (m)

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s)

Tr : Temperatura relativa o promedio (K)

$T_{aire.ent}$: Temperatura del aire a la entrada (K)

$T_{aire.disco}$: Temperatura del disco en la superficie de la cara (K)

Nu : Numero de Nusselt

Re_{tr} : Número de Reynolds de transición

Re_L : Numero de Reynolds de la capa límite

Pot : Potencia requerida por el motor (W)

rt : Relación de transmisión

m : Masa (kg)

$Cp_{material}$: Calor específico del material a calentar (J/m^2K)

Φ_1 : Diámetro del pistón de la prensa (m)

$Pot_{inducción}$: Potencia de inducción (W)

Resumen

En el presente documento se desarrolla el diseño mecánico de un banco de pruebas de pastillas de freno, para medir parámetros preestablecidos y necesarios para fundar una base comparativa de la calidad de las pastillas de freno utilizadas en automóviles livianos.

También se elaboró un protocolo para normalizar los resultados lo que garantiza la reproducibilidad y repetibilidad de los experimentos, para lo que se adaptaron secciones de las regulaciones ECE R-90 y SAE J661 (europea y estadounidense, respectivamente).

El banco de pruebas lo constituye un motor eléctrico, que hace girar un disco de freno de referencia; este disco recibe el efecto de la fuerza de fricción de dos muestras iguales del material correspondiente a las pastillas de freno por analizar. Para la aplicación de carga se ha adaptado un sistema de freno por disco convencional a los requerimientos del banco de prueba y del protocolo que se ha elaborado. Se controla la temperatura del disco y su velocidad de rotación para garantizar cierta consistencia de la prueba con las condiciones de operación reales de los materiales de fricción. Los datos obtenidos de las pruebas se usan para determinar la razón de desgaste equivalente y la degradación transitoria y permanente del coeficiente de fricción de las muestras.

1 Introducción

1.1 Antecedentes

Un freno es un dispositivo que disminuye la velocidad de un cuerpo, en la mayoría de casos a través de la acción sobre un eje. Funciona absorbiendo energía cinética y disipándola en forma de calor. Los sistemas de frenos de disco son comunes en vehículos, en donde el disco está acoplado con la rueda y gira con ella, al mismo tiempo que es sometido a rozamiento con una superficie con alto coeficiente de fricción como lo es la pastilla de freno. Sobre la pastilla, la cual es soportada por una prensa (conocida comúnmente como *caliper* por su denominación en inglés), se ejerce una presión mediante pistones que la empuja contra el disco.

Las pastillas de freno pueden estar compuestas por cerámica, grafito, resinas, fibras artificiales o naturales, hierro, y otros materiales. La calidad así como la cantidad de cada material en una pastilla determinan el perfil de frenado, su resistencia a altas temperaturas y su durabilidad. Este elemento del sistema de freno de disco es sin duda el más crítico ya que es el que sufre el mayor desgaste.

Existe una alta demanda de pastillas de freno para diferentes tipos de vehículos, por lo cual no es de extrañar que existan en el mercado diferentes marcas y líneas que varíen en materiales de construcción. Debido a la importancia que tienen las pastillas de frenos en los vehículos, tanto para su buen desempeño como para la seguridad de los usuarios, existe una norma europea (ECE R-90) que permite la regulación del

reemplazo de pastillas. Esto implica pruebas que demuestren que cada tipo de pastilla que se vende cumple determinadas expectativas de calidad.

En Costa Rica, la *Ley de Tránsito del Consejo de Seguridad Vial* exige que todo vehículo debe “*estar equipado con frenos capaces de moderar y detener el movimiento del vehículo de un modo seguro, rápido y eficaz.*” (LEGISLATIVO, 2012). La revisión técnica vehicular que se realiza con frenómetros y acelerómetros mide el desequilibrio como diferencia de fuerzas de frenado entre las ruedas y la eficacia como porcentaje del funcionamiento global de los frenos. Como es evidente, estas disposiciones no están asociadas a ningún tipo de certificación de calidad de las pastillas lo que puede resultar perjudicial para el vehículo y para la seguridad de los ocupantes.

1.2 Justificación

La empresa *DOBAC International* comercializa componentes para frenos, suspensiones y direcciones para vehículos. Es de alta importancia para esta empresa contar con las herramientas apropiadas para asegurar a sus clientes que los productos adquiridos son de alta calidad. Actualmente los productos se venden con sellos de aprobación de la Regulación ECE–R 90 utilizada en la Unión Europea, la cual especifica criterios de diseño, construcción, exigencias de rendimiento y protocolos de cambio de forros de freno. Sin embargo, en Costa Rica no se regula la importación y venta de las pastillas de freno, y por eso se propone el diseño de un banco de pruebas para evaluar su calidad.

Actualmente la empresa tiene acceso solo a información pública de la casa madre fabricante de las pastillas, por lo que su composición y las pruebas a las que son sometidas no tienen trazabilidad conocida. El medio por el cual valoran el

rendimiento de sus productos es por los testimonios de sus clientes y talleres que cuentan con frenómetros.

De acuerdo a las conclusiones que se puedan obtener mediante el uso de la maquina una vez construida, se podrá cuantificar la calidad de sus productos con mediciones con rigor científico adecuado para la aplicación.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para comparar parámetros de calidad en pastillas de freno para vehículos livianos.

1.3.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros mensurables de mayor relevancia que caracterizan la operación de freno de un automóvil liviano.
- Proponer un concepto básico de operación y elegir los parámetros de operación nominales del banco de pruebas.
- Presentar un protocolo para normalizar el proceso de toma de datos y garantizar la reproducibilidad y repetibilidad de las pruebas.
- Seleccionar los accesorios, dispositivos de control y medición necesarios que permitan obtener los resultados descritos en el protocolo y cumplir con la finalidad del mismo bajo condiciones controladas.
- Preparar diagramas constructivos y listas de componentes necesarios para la elaboración del banco de pruebas.
- Estimar el costo inicial del conjunto.

1.4 Alcances y limitaciones

1.4.1 Alcances

Esta investigación consiste en el diseño de un banco de pruebas para comparar parámetros de calidad en pastillas de frenos para automóviles livianos. Los parámetros por evaluar serán los cambios de temperatura de la pastilla durante el frenado y el coeficiente de fricción de la pastilla con el disco.

Se pretende ofrecer a la empresa un equipo asociado a una técnica de medición que permita caracterizar diferentes muestras de pastillas de frenos para automóviles.

En el presente trabajo se presenta el proceso de diseño del banco de pruebas pero no incluye la construcción de prototipos ni la validación experimental del banco de pruebas. Todo proceso constructivo, sea en una etapa de prototipado o una versión comercializable será responsabilidad de cualquier organización que se muestre interesada en operar la máquina.

El diseño de este banco de pruebas excluye todo proceso de calibración de los instrumentos a utilizar, sin embargo queda documentado que todos los instrumentos de medición deberán ser calibrados al inicio y periódicamente según sea establecido por legislaciones, criterio técnico profesional o cualquier otra regulación, a través de instituciones o entidades calificadas y certificadas.

Un aspecto importante es que para facilitar el proceso de construcción, se presentan en este trabajo los diagramas constructivos del banco de pruebas, así como una lista de los materiales y componentes que se requieran para la construcción del banco de pruebas, pero no se trata de planos mecánicos que puedan ser usados para producción comercial. También se presenta un análisis de los costos iniciales de

construcción así como de operación, sin contemplar gastos de construcción de prototipos o de las mejoras que resulten como consecuencia de las pruebas correspondientes.

Otro aspecto importante de mencionar es que no se ceden los derechos de propiedad intelectual, por lo que el diseño podrá ser empleado por terceras partes únicamente con autorización expresa por escrita por parte de los autores.

1.4.2 Limitaciones

El estudio se puede ver afectado por ciertos parámetros fuera del control de los miembros del grupo. Un aspecto importante es que no se cuenta con información acerca de la manufactura, composición de materiales utilizados y pruebas realizadas sobre las pastillas aparte de los documentos públicos. Esto afecta el proceso ya que restringe la información que podría ser de vital uso en la investigación. También cabe agregar que en Costa Rica DOBAC a la fecha no cuenta con un departamento técnico y no está capacitada ni tiene las herramientas para realizar pruebas ya sea en condiciones controladas o en el campo.

1.5 Metodología

1.5.1 Tipo de la investigación

La presente investigación se trata de un proyecto de desarrollo tecnológico que consta en la elaboración de un diseño mecánico de un banco de pruebas para pastillas de freno que permita al cliente cuantificar la calidad de las mismas.

El proyecto abarcó un periodo de unos quince meses en el cual en primera instancia se recolecta información pertinente al tema, y en segunda instancia se utiliza

esa información para la elaboración de un diseño mecánico que satisfaga las condiciones planteadas y que permita obtener resultados cuantificables.

1.5.2 Enfoque de la investigación

El trabajo se desglosará en dos etapas. En la primera etapa investigativa se obtendrá el conocimiento mediante métodos teóricos, empíricos y lógicos. Se consultarán bases de datos, libros, revistas y manuales de las bibliotecas de la Universidad de Costa Rica. Se examinarán las regulaciones de calidad en frenos que existen en Costa Rica así como la regulación ECE R-90 europea y la SAE J661 americana. Las reuniones con distribuidores de pastillas en el país permitirán establecer parámetros importantes por evaluar. De esta manera se podrán establecer los alcances y limitantes del diseño.

En la segunda etapa se aprovecha ese conocimiento para elaborar el diseño planteado. Para empezar se generarán bocetos de diseño y cálculos que lo parametricen. Este modelo inicial se comprueba mediante el uso de las ecuaciones constitutivas que describen el comportamiento del proceso de frenado y finalmente con programas de modelado CAD se ideará el diseño de componentes del banco de pruebas. Al final se estimarán los costos del equipo que afectarán las principales decisiones acerca de su construcción y operación.

2 Marco teórico

2.1 Circuito de freno de un automóvil

Para un mayor entendimiento del funcionamiento del sistema de freno de un automóvil se presenta a continuación una descripción de un circuito de freno promedio para vehículos livianos (vehículo automotor diseñado y utilizado para el transporte de carga, cuyo peso máximo autorizado sea inferior a ocho toneladas (LEGISLATIVO, 2012)). En un arreglo de freno general al presionar sobre el pedal del freno se presuriza una pequeña tubería que contiene líquido de frenos (el cual se describe con mayor detalle en las secciones siguientes).

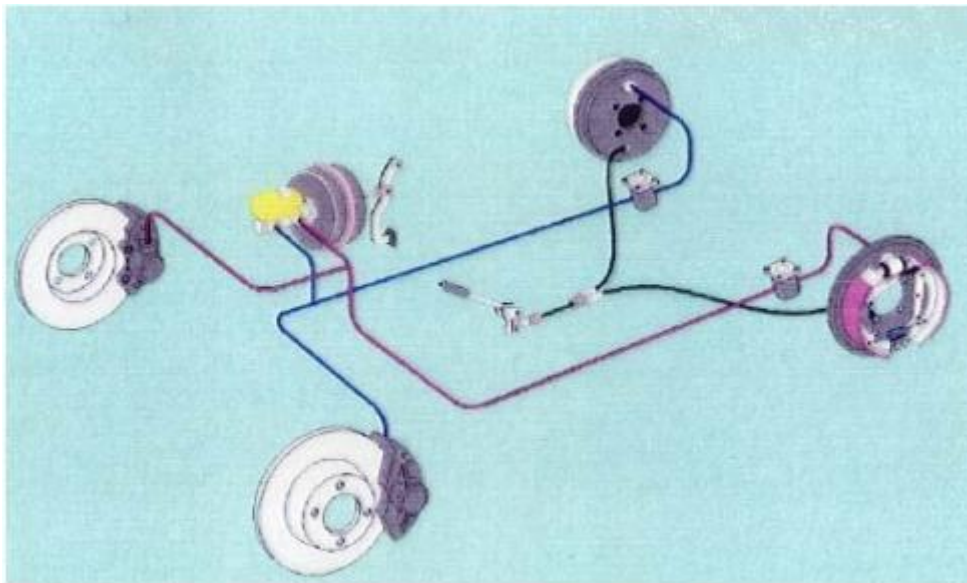


Ilustración 1. Diagrama de un sistema de freno (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004)

En la mayoría de los vehículos contemporáneos los sistemas de freno delanteros son por disco de freno, mientras que los traseros son por tambor. Es importante destacar que en los sistemas de freno actuales se presentan variaciones

para mejorar la calidad y la seguridad del frenado. Uno de ellos corresponde a la implementación de dos tuberías de freno separadas e independientes, que se pueden emplear como se muestra en la Ilustración 1, en diagonal. También se pueden separar los sistemas de freno de las ruedas delanteras y traseras con el objetivo de evitar que todo el sistema de freno del vehículo quede sin efecto en caso de que se presente una fuga en la tubería. Una característica que está presente en todos los vehículos livianos independientemente del sistema de freno que se utilice es el freno de mano, el cual como se puede apreciar en la Ilustración 1, consiste de un sistema mecánico independiente que por medio de cables activa los frenos traseros. Otra de las características de los sistemas de freno son las bombas de freno servoasistidas cuya función es incrementar la fuerza ejercida por el conductor sobre el pedal hacia los sistemas de freno de las ruedas.

2.1.1 Principio de Pascal

Gracias al principio de Pascal que dicta que "*La presión ejercida sobre un fluido estático, incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente indeformable, se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido*" (Casado, 2012, pág. 18), la presión que se aplica sobre el pedal se transmite a través de la tubería hasta los sistema de freno de las cuatro ruedas del vehículo. Sobre el pedal se ejerce una fuerza F_i que se transmite al cilindro maestro mediante un pistón de área A_i que a su vez genera la presión en el fluido. Esa presión de entrada es la misma que la presión de salida en la pastilla de freno, por lo tanto, conociendo que la presión es la fuerza por unidad de área, se tiene que:

$$\frac{F_i}{A_i} = \frac{F_o}{A_o} \quad (2.1)$$

Donde F_o es la fuerza de salida en la pastilla y A_o es el área del pistón en la prensa.

2.2 Pinza de freno

La prensa o pinza de freno es el elemento que alberga las pastillas de freno y los pistones de un sistema de frenos de disco, y está colocada en posición fija con respecto al automóvil. Su funcionamiento es presionar el disco de freno (que gira a la misma velocidad angular que la rueda) hasta detenerlo.

Es un elemento crítico en el sistema de frenado de un vehículo, ya que se somete a esfuerzos importantes como vibraciones, altas temperaturas y otros elementos agresivos. La función de la prensa es soportar las pastillas y empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema; permite que la pastilla de freno siempre esté en contacto con el disco de freno, incluso cuando se libera la presión del circuito. Al eliminar el espacio entre la pastilla y el disco se produce un efecto de frenado inmediato. *“Este contacto queda garantizado por los retenes del pistón de la prensa, por el propio sistema hidráulico y lógicamente genera un efecto permanente de frenado cuyo valor es crítico para el buen funcionamiento del sistema.”* (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004, pág. 25). Altos pares residuales pueden provocar problemas por calentamiento del sistema.

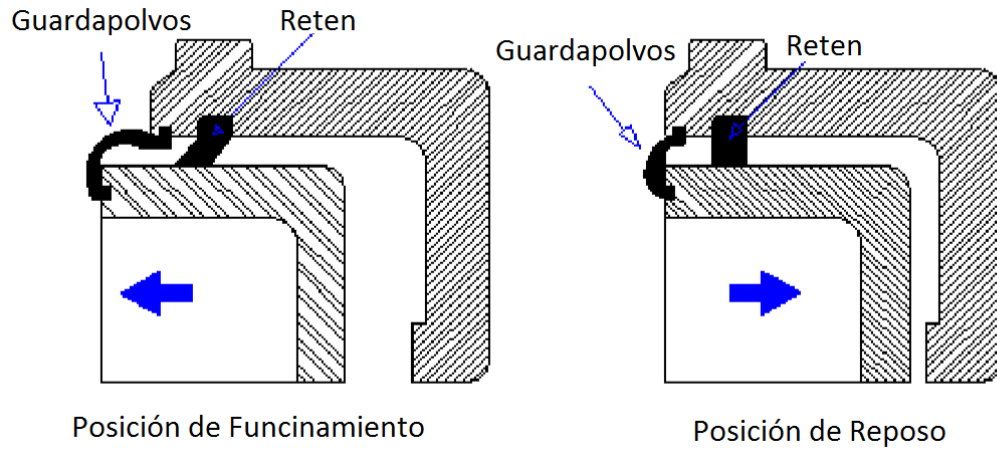


Ilustración 2. Funcionamiento de una pinza de frenado (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004)

2.2.1 Prensa de montaje flotante

Existen dos tipos de prensa de montaje flotante y fijo. Las prensas del tipo flotante son los usados en la mayoría de los automóviles, debido a su menor costo y simplicidad de fabricación. La prensa tiene uno o dos pistones que presionan a una pastilla de freno. Como la prensa tiene un montaje deslizante, la reacción de la presión ejercida por el pistón sobre la pastilla empuja la prensa, haciendo que la otra pastilla (fija en la prensa) toque y presione el rotor, haciendo el efecto de mordaza que detiene el disco de freno por efecto de fricción.

El *Manual técnico de las pastillas de freno* describe el montaje de las prensas de doble pistón opuesto.

"Este tipo de prensas se fijan en la brida de montaje mediante dos pernos y están montadas por encima del disco que gira con el cubo de la rueda. Los cilindros a ambos lados de las pinzas fijas están equipados cada uno con una junta que se mantiene en una ranura angular en alojamiento del cilindro. Los cilindros y pistones están protegidos contra la suciedad y agua con una cubierta anti polvo. Los conjuntos de pastillas están montados entre el pistón y el disco en la ranura de las pinzas y se

mantienen en posición con pasadores." (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004, pág. 16).

Su principio de funcionamiento es simple, es decir, cuando se pisa el pedal el cilindro principal presuriza el líquido de frenos que empuja por igual a cada uno de los pistones de la pinza, que a su vez empujan a las pastillas contra el disco. La ventaja de este sistema es que ambas pastillas se empujan con la misma fuerza contra el disco. El esfuerzo de pedal aplicado está siempre directamente relacionado con la fuerza de pistón (según una relación determinada por las dimensiones de los componentes), y por lo tanto con el grado de frenado. Cuando se suelta el pedal, la presión hidráulica que hay en el sistema de frenos disminuye, lo que hace que los pistones vuelvan a su posición original ayudado por la junta que existe entre los pistones y el cuerpo de la pinza. Al desgastarse el material de la pastilla, los pistones se deslizan más a través de la junta al frenar, con lo que compensa automáticamente el desgaste.

2.2.2 Prensa de montaje fijo

El otro tipo de prensa, de montaje fijo, está instalado de manera fija en el soporte del disco de freno. Tiene entre dos o tres pares de pistones, distribuidos uniformes en ambas caras de la prensa, los que son accionados por el líquido de frenos que circula dentro de la prensa. Este sistema presenta varias ventajas, ya que ejercen más presión de frenado comparado a los de montaje flotante, con el mismo esfuerzo ejercido en el pedal de freno, y además están fabricados generalmente de aluminio y aleaciones de magnesio, lo que le permite menos peso, mejor disipación de calor, necesitan un volumen menor del fluido de frenos, y además comprime el disco de manera más

equitativa, ya que por ambos lados tiene la misma presión. Por estas razones es que éste tipo de prensa es usado principalmente en autos de alto rendimiento o de carreras.

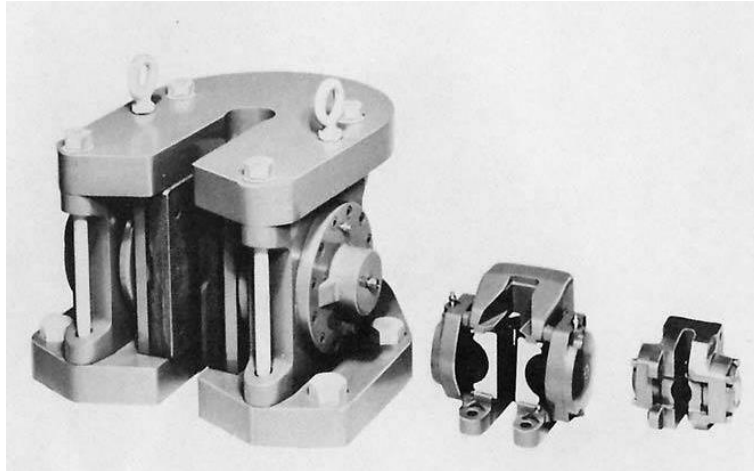


Ilustración 3. Prensas para discos de freno (Orthwein, 2004)

2.2.3 Línea de freno

"La presión ejercida sobre las pastillas de freno es transmitida a la prensa a través de una línea de freno hidráulica. Estas mangueras y tuberías soportan la presión interna del líquido y deben ser instaladas de manera que se maximice la protección contra la suciedad, se minimicen los riesgos de sobrecalentamiento del fluido y se pueda inspeccionar correctamente el sistema. Las tuberías de freno normalmente son tubos de acero y muchas veces están recubiertas con un polímero para resistir la corrosión; usualmente tienen un ánima nominal de 2,5 mm y un diámetro externo de 4,5 mm. Cada extremo de la tubería está carenado con carena individual o doble para que coincida con el componente en el que se coloca, y tiene montada una tuerca de tuberías macho o hembra según sea necesario." (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004, pág. 17).

Los tubos son flexibles y se construyen en capas, con revestimiento resistente al aceite mineral, y el extremo a partículas duras y daños producidos por cualquier

contaminante. Se utiliza un polímero de mezcla de etileno propileno dieno. Es un material poco permeable por lo que es resistente al líquido de frenos.

2.2.4 Fluido hidráulico

El líquido de freno es un líquido hidráulico que gracias al principio de Pascal permite la transmisión de fuerza entre el pedal de freno y los dispositivos de freno. Es el medio fluido que lleva presión debido a la carga aplicada en el pistón del cilindro hidráulico y empuja los pistones de las pinzas contra las pastillas, produciendo así la acción de frenado. Con el uso y el paso del tiempo se degrada (principalmente por contaminación con humedad y particulados) y debe ser sustituirse.

Las características fundamentales del líquido de freno son las siguientes:

- Es prácticamente incompresible.
- Su punto de ebullición mínimo debe ser superior a los 230 °C, de manera que no entre en ebullición cuando la situación de frenado sea exigente.
- Tiene baja viscosidad para evitar pérdidas de presión transitorias en el circuito hidráulico.
- Es lubricante para los elementos móviles del sistema.
- Es químicamente estable para no oxidar los elementos del sistema con los que se encuentra en contacto.

Una de las características del líquido de freno es su carácter higroscópico, es decir, la capacidad de absorber la humedad. Esto es en parte una ventaja por permitir repartir la humedad en el líquido mezclándose con él, sin quedarse depositada en puntos concretos en forma de agua y que favorezca la corrosión en partes metálicas y congelaciones a bajas temperaturas. Una cantidad de humedad superior a un 3% hace

que el líquido pierda efectividad ya que se disminuye su punto de ebullición. Líquidos con punto de ebullición bajo tienen la desventaja de que forman pequeñas burbujas que reducen la eficacia del frenado ya que la presencia de ese vapor vuelve el fluido compresible al ser una mezcla heterogénea de gas y líquido.

2.3 Pastillas de freno

2.3.1 Composición

El adecuado comportamiento de las pastillas de freno está directamente relacionado con el coeficiente de fricción que éstas tienen cuando se aplican sobre los discos de freno, estos valores varían dentro de las diferentes pastillas que existen en el mercado. Buena parte de los productores de pastillas indican el valor del coeficiente de fricción de la pastilla basados en el código establecido por SAE. En este código el coeficiente de fricción de una pastilla se describe por dos letras, la primera letra representa un valor del ámbito del coeficiente de fricción a temperaturas normales de operación para la pastilla mientras que la segunda letra representa el ámbito del coeficiente de fricción para altas temperaturas. En el Cuadro 1 se muestra esta clasificación.

Cuadro 1. Clasificación del coeficiente de fricción SAE (COVENIN, 1996)

Código	Coefficiente de Fricción μ
C	$\mu \leq 0,15$
D	$0,15 < \mu \leq 0,25$
E	$0,25 < \mu \leq 0,35$
F	$0,35 < \mu \leq 0,45$
G	$0,45 < \mu \leq 0,55$
H	$\mu > 0,55$

También se debe conocer para cuales temperaturas se tiene un comportamiento del coeficiente de fricción a alta temperatura, y para qué ámbito se tiene un comportamiento normal. Esta clasificación está indicada por SAE y publicada por la Comisión Venezolana de Normas Industriales (COVENIN), como se indica en las siguientes citas textuales.

“Coeficiente de fricción normal: Es el promedio aritmético de los coeficientes de fricción medidos a 93 °C, 121 °C, 149 °C, 204 °C en la segunda carrera de desvanecimiento” (COVENIN, 1996). *“Donde el desvanecimiento es la pérdida de eficacia en la acción de frenado debido al calentamiento o a la presencia de agentes extraños.”* (COVENIN, 1996).

“Coeficiente de fricción en caliente: Es el promedio aritmético de los coeficientes de fricción medidos a 204 °C, 149 °C, en la primera carrera de recuperación; a 232 °C, 260 °C, 288 °C, 316 °C y 343 °C en la segunda carrera de desvanecimiento; y por último a 260 °C, 204 °C, 149 °C en la segunda carrera de recuperación.” (COVENIN, 1996).

Estas definiciones están asociadas a los cálculos que implican coeficientes de fricción entre las pastillas y el disco. En cuanto a los materiales empleados en la construcción de las pastillas de freno, los componentes están aglomerados en una mezcla heterogénea pero de distribución razonablemente homogénea. En la actualidad, la mayoría de los fabricantes de materiales de fricción emplea en mayor o menor medida la base que a continuación se ofrece:

Las **fibras** son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Existen dos tipos principales de fibras: las sintéticas y las minerales. En el

caso de automóviles y camiones los materiales más comunes son las resinas fenólicas.

Las **cargas minerales** dan consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión y resistencia a cortadura. También aportan resistencia a las altas temperaturas. Las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

Se añaden componentes metálicos en forma de polvo o viruta para homogeneizar el coeficiente de fricción y mejorar la transferencia de calor de la pastilla a la prensa. Los más usuales son, latón, cobre, bronce entre otros.

Los lubricantes y modificadores de coeficiente bajan el coeficiente de fricción, dependiendo del ámbito de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo y suelen ser grafitos, sulfuros, antracitas, entre otros. Los más comunes en aplicaciones contemporáneas son los siguientes:

- Trisulfuro de antimonio.
- Bronce, del tipo 62% cobre y 38% zinc.
- Grafito.
- Microesferas cerámicas.
- Cobre.
- “Polvo de fricción”, denominación para una resina procesada de marañón (Blau, 2001).
- Metales.

Los **rellenos** se utilizan para mantener la composición del material de fricción y otros tienen además otras funciones. Pueden ser metales, cerámicos, aleaciones o materiales orgánicos.

- Anti-oxidantes, ayudan a mantener el espesor de la película de óxido.
- Sulfato de bario (BaSO_4), básicamente inerte, aumenta la densidad y ayuda a la resistencia al desgaste (Nicholson, 1995).
- Fibras, su función es controlar el desvanecimiento y aumentar la efectividad del frenado. Son susceptibles a altas temperaturas.
- Cargas minerales, proveen consistencia mecánica al conjunto.
- Hule, utilizado como estabilizador para promover la aglomeración y aumentar la resistencia al desgaste.
- Aceite de cáscara de semilla de marañón, mejora la resistencia en sistemas aglomerados y reduce ruido (Nicholson, 1995).

Los **abrasivos** incrementan el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa. Los materiales comúnmente utilizados son los siguientes:

- El óxido de aluminio, como forma hidratada sirve como agente pulidor y aumenta la resistencia al desgaste.
- Óxidos de hierro, hematita (Fe_2O_3) y magnetita (Fe_3O_4) pueden actuar como abrasivos tenues.
- Cuarzo, partículas minerales de (SiO_2)

Cuando se utiliza asbesto en frenos de vehículos, el contenido puede variar entre un 30% y un 70%. Es estable hasta $500\text{ }^\circ\text{C}$, a temperaturas más altas produce silicatos

que son abrasivos. Ayuda a regenerar la superficie de fricción durante su uso, aísla térmicamente, es fuerte y flexible y sus características fibrosas se mantienen hasta temperaturas cerca de 1400 °C (Nicholson, 1995).

Diferentes estudios han descubierto que las fibras de asbestos se pueden asentar en los pulmones e inducir problemas respiratorios. A partir de 1986, en los Estados Unidos se propuso que ningún automóvil nuevo podría usar componentes con asbestos después de 1993, y que para 1996, se erradicaría el uso de asbesto del mercado. Sin embargo, algunos fabricantes todavía lo utilizan; en su lugar hay otros materiales que lo pueden reemplazar, como el silicato de calcio, el silicato de aluminio y fibra cerámica.

2.3.2 Componentes

Subcapa: es una capa de material que tiene su propia formulación, ya que no tiene los requerimientos que del material de fricción se esperan sino que sus funciones son las de unir la capa de material de fricción en el soporte además de variar la conductividad térmica del material de fricción para que el calor no pase a través de ella y no se caliente el líquido de frenos en el caso de materiales de fricción con una alta conductividad térmica.

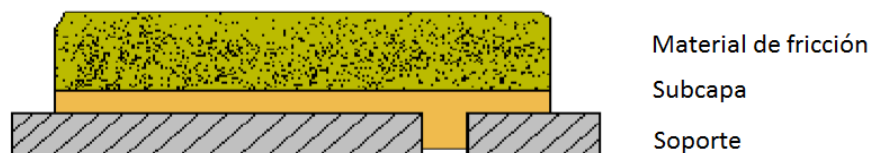


Ilustración 4. Pastilla de freno con subcapa (Manual técnico de las pastillas de freno, 2004)

Soporte: su función es la de mantener el material de fricción en el porta pastillas de las pinzas. La característica principal es que debe de ser lo más plano posible para

evitar que durante en proceso de prensado en caliente y posterior curado de las pastillas surjan fisuras entre el soporte y el material de fricción.

Antirruídos: las láminas antirruído son accesorios cuya función principal es la de absorber las vibraciones que se producen en el contacto entre la pastilla y el disco, evitando la aparición de ruido. Existen diferentes materiales, como son láminas de fibra de vidrio, láminas metálicas, entre otros. Cada aplicación lleva definida un tipo de lámina diferente dependiendo del tipo de vehículo en el cual va montada la pastilla. (Orthwein, 2004).

Muelles: Las pastillas para absorber las vibraciones a las que son sometidas en la prensa cuando se frena, llevan una serie de accesorios que se denominan muelles. Este tipo de elementos depende de la geometría de la pastilla, del sistema de anclaje, entre otros. Existen otros tipos de muelles que van situados en la propia prensa pero cuya función es la misma que los que van situados en las pastillas. En definitiva, permiten un leve movimiento de las pastillas cuando se encuentran frenando lo que hace que las vibraciones que se producen sean absorbidas.

2.3.3 Macrocaracterísticas

La densidad del material es un indicador importante del prensado durante el proceso de fabricación, y de la vida útil.

La porosidad debe ser menor al 5% de la superficie de la pastilla y no afectar a su perfil para que así no sea rechazada. Una porosidad elevada puede provocar desgastes prematuros y una porosidad reducida puede dar lugar a ruido.

La fuerza de cizalladura se presenta ya que las pastillas de freno, cuando se encuentran frenando, están sometidas no solo a las fuerzas normales contra el disco

sino también a grandes esfuerzos tangenciales que son los que realiza el disco al intentar arrastrar las pastillas en el sentido de su giro.

La compresibilidad de las pastillas de freno es una de sus características básicas ya que permite absorber las vibraciones que hay entre disco y pastilla, lo que reduce considerablemente el ruido. Por otro lado, excesiva compresibilidad reduce la velocidad de respuesta del sistema de frenado.

Para el caso de las pastillas de freno es muy importante que la conductividad térmica sea capaz de evacuar el calor hacia el exterior de la pastilla pero se debe controlar ya que si ese calor pasase a través del soporte metálico hasta la pinza, llegaría hasta el líquido de freno. Dicho calor puede provocar que el líquido entre en ebullición con las consecuentes pérdidas de eficacia de frenado.

2.4 Desgaste de la pastilla

En esta sección se analiza la ecuación (2.3) que describe en función de ciertos parámetros el desgaste en la pastilla de freno debido al rozamiento con el disco, esta relación permitirá un análisis profundo del fenómeno de frenado.

Durante el deslizamiento entre dos cuerpos siempre se presenta un proceso de desgaste natural debido al rozamiento, este desgaste depende del coeficiente de fricción entre los dos cuerpos deslizantes pues entre más grande sea el coeficiente de fricción se presentará un mayor desgaste, este proceso también depende de la fuerza que mantiene los cuerpos en contacto debido a que una mayor fuerza de contacto va a provocar que se desprenda mayor cantidad de material siempre que se supere su resistencia al cortante. Por otra parte el desgaste se ve afectado por el área en contacto entre los cuerpos y la velocidad relativa de desplazamiento entre ellos. Este

parámetro servirá como base para determinar las relaciones de fuerza de contacto y torque en el caso de los frenos de disco. En la Ilustración 5 se muestran las variables involucradas en el desgaste.

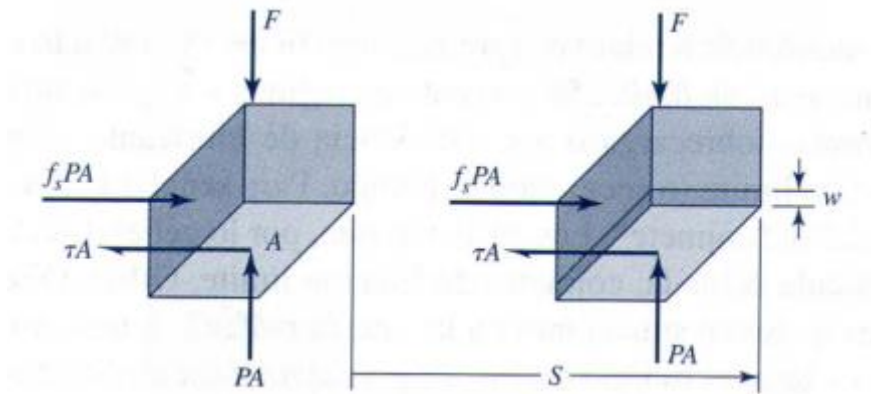


Ilustración 5. Variables involucradas en el desgaste (Nisbett, 2012)

En la Ilustración 5 se muestra que la fuerza de contacto normal F multiplicada por el coeficiente de fricción entre los cuerpos resulta en la fuerza de fricción disponible. Esta fuerza de fricción se puede multiplicar por el desplazamiento S para dar el trabajo de fricción en el transcurso de ese movimiento.

$$F = P \cdot A \quad (2.2)$$

$$W = f_s \cdot P \cdot A \cdot S \quad (2.3)$$

Donde f_s representa el coeficiente de fricción dinámico a través de la trayectoria S . Si se toma el desplazamiento S como el producto de una velocidad v por un tiempo t se tiene lo siguiente.

$$S = v \cdot t \quad (2.4)$$

Por lo tanto la ecuación para el trabajo se puede expresar como sigue.

$$W = f_s \cdot P \cdot A \cdot v \cdot t \quad (2.5)$$

Ahora el desgaste que se presenta durante el rozamiento se puede expresar como el volumen de material que se eliminó del cuerpo o también de otra forma como el producto del espesor que se retiró por el área de contacto de los cuerpos y se tiene que *“El volumen de material erosionado... es proporcional al trabajo que se realiza”* (Nisbett, 2012, pág. 637). En la siguiente ecuación ω representa el espesor pertinente al desgaste, de manera que para poder eliminar el símbolo de proporcionalidad se requiere de una constante.

$$\omega \cdot A \propto f_s \cdot P \cdot A \cdot v \cdot t \quad (2.6)$$

$$\omega \cdot A = C \cdot f_s \cdot P \cdot A \cdot v \cdot t \quad (2.7)$$

$$\omega = C \cdot f_s \cdot P \cdot v \cdot t \quad (2.8)$$

Como el coeficiente de fricción también es una constante se puede combinar con la constante de proporcionalidad formando una nueva constante que será específica para cada interface de materiales pues depende del coeficiente de fricción entre ellos.

$$\omega = K \cdot P \cdot v \cdot t \quad (2.9)$$

2.4.1 Cargas activas entre disco y pastilla

En la presente sección se analiza la fuerza de fricción que se genera en el par disco-pastilla que permite que se dé una disminución en la velocidad del vehículo. En la siguiente imagen se muestra un diagrama de la pastilla sobre un disco la cual se

empleará para desarrollar la ecuación que relaciona los valores de presión sobre la pastilla, el área de la misma y la fuerza de fricción.

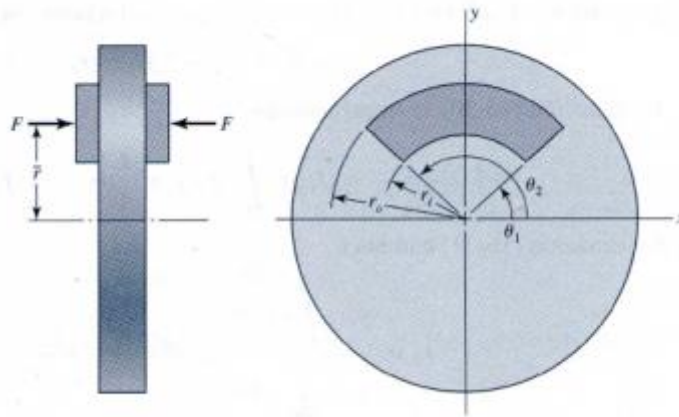


Ilustración 6. Diagrama fuerza de fricción (Nisbett, 2012)

Para que exista una fuerza de fricción se debe aplicar una fuerza a las pastillas para que actúen sobre el disco en este caso se tiene la fuerza F . Esta fuerza debe generar un desgaste uniforme sobre la pastilla ya que de esta manera se aprovecha toda su superficie. Para que esta condición se presente se debe analizar la Ecuación (2.10).

$$\omega = K \cdot P \cdot v \cdot t \quad (2.10)$$

Para que esta ecuación sea constante, el producto $P \cdot v$ debe ser constante, pues cada uno de estos parámetros por separado varía de acuerdo a suposición con respecto al centro de rotación. A continuación se demuestran estas variaciones. Primero se tiene la velocidad tangencial del disco.

$$v = \omega_{rot} \cdot r \quad (2.11)$$

Esta velocidad representa la velocidad puntual del disco la cual puede variar desde r_i hasta r_o donde representan al radio interno y radio externo de la pastilla respectivamente.

Por lo tanto la velocidad de contacto de la pastilla puede variar desde el valor mínimo en el radio interno de la pastilla hasta el valor máximo en el radio externo de la pastilla.

$$v_{\text{mínimo}} = \omega_{\text{rot}} \cdot r_i \quad (2.12)$$

$$v_{\text{máximo}} = \omega_{\text{rot}} \cdot r_o \quad (2.13)$$

Por otro lado se tiene la presión de contacto promedio P determinada comúnmente con la ecuación (2.14) como:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.14)$$

Como la fuerza resultante se aplica en el centro geométrico de la pastilla, la presión de contacto local varía desde un máximo en el radio interno hasta un valor mínimo en el radio externo de la pastilla. Esto se debe a que el área diferencial en el radio interno es menor que en el radio externo y tanto la presión como el área son inversamente proporcionales. De este modo se encuentra una expresión que represente la presión en cualquier punto radial de la pastilla, como se muestra en la siguiente ecuación con θ representando el arco efectivo de la pastilla o *ángulo de apertura*.

$$P = \frac{dF}{\theta \cdot r \cdot dr} \quad (2.15)$$

La fuerza que se aplica sobre la pastilla no varía con el radio por ser de aplicación externa. Es conveniente también analizar la presión máxima que requiere la pastilla para su adecuado funcionamiento, para esto se emplea la ecuación que representa la máxima presión puntual P_{max} .

$$dF = P_{max} \cdot \theta \cdot r_i \cdot dr \quad (2.16)$$

$$dF = P \cdot \theta \cdot r \cdot dr \quad (2.17)$$

Igualando los dos diferenciales se puede determinar un valor para la presión puntual en función de la presión puntual máxima requerida por la pastilla. De esta manera se tiene que:

$$P = \frac{P_{max} \cdot r_i}{r} \quad (2.18)$$

Retomando la ecuación (2.2) y desarrollándola de manera diferencial junto con la sustitución de la ecuación (2.18), se obtiene la siguiente expresión:

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} P_{max} \cdot r_i \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.19)$$

Desarrollando la integral se tiene que el valor de la fuerza de activación basada en la máxima presión requerida por la pastilla de frenado es:

$$F = P_{max} \cdot r_i \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot (r_o - r_i) \quad (2.20)$$

2.4.2 Par de torsión efectivo sobre un disco

El torque resultante de la acción de la pastilla sobre el disco permite determinar la capacidad de frenado de un par de pastillas. Se tiene en este caso que la fuerza de

aplicación de las pastillas sobre el disco, genera una fuerza de fricción que depende del coeficiente de fricción entre las dos superficies.

$$F_f = f_s \cdot F \quad (2.21)$$

De modo diferencial se tiene:

$$F_f = f_s \cdot \int_{\theta_i}^{\theta_o} \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} \cdot r_i \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.22)$$

Por otra parte el torque generado T por la fuerza de fricción se representa como el producto de la fuerza normal aplicada por la pastilla F , por la distancia l que corresponde al radio r al cual se aplica la carga F . De este modo la relación siguiente muestra el torque generado:

$$T = f_s \cdot \int_{\theta_i}^{\theta_o} \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} \cdot r_i \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.23)$$

Resolviendo la ecuación anterior se obtiene que el torque dado por:

$$T = \frac{1}{2} \cdot P_{\max} \cdot r_i \cdot f_f \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot (r_o^2 - r_i^2) \quad (2.24)$$

2.4.3 Radio de aplicación para el torque

Es importante también determinar el punto sobre el cual se va presentar la fuerza de acción sobre el disco. Este valor se puede determinar realizando sumatoria de momentos con respecto a un eje x , de donde se tiene lo siguiente.

$$\sum M_x = 0 \quad (2.25)$$

$$M_x - r \cdot F_f = 0 \quad (2.26)$$

Despejando para el radio r se tiene lo siguiente.

$$r = \frac{M_x}{F_f} \quad (2.27)$$

Ahora según indica (Nisbett, 2012) el momento torsor alrededor del eje x está dado por la siguiente ecuación:

$$M_x = \int_{\theta_i}^{\theta_o} \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} \cdot r \cdot (r \cdot \sin(\theta)) \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.28)$$

De la ecuación (2.20) se había determinado el valor de F por lo que se procede a encontrar la ecuación para el valor de r .

$$r = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta_o} \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} \cdot r \cdot (r \cdot \sin(\theta)) \cdot dr \cdot d\theta}{\int_{\theta_i}^{\theta_o} \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} \cdot r \cdot dr \cdot d\theta} \quad (2.29)$$

Desarrollando las integrales se encuentra que el valor de r está dado por:

$$r = \frac{\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2)}{\theta_1 - \theta_2} \cdot \frac{r_o + r_i}{2} \quad (2.30)$$

2.5 Disco

Los discos de freno son elementos que giran acorde al movimiento de las ruedas del automóvil. Son de gran importancia porque en estos ocurre la transferencia de energía necesaria para llevar a cabo la función principal del sistema: el frenado.

En el conjunto disco-pastillas, la fuerza de fricción que se ejerce transforma la energía cinética del automóvil en movimiento en energía calórica. Las temperaturas elevadas que se pueden alcanzar en el proceso de frenado, representan un factor de riesgo para la integridad del sistema, por lo que es crucial asegurar buena disipación del calor.

Los discos de interés en este documento son los que cuentan con aletas internas, denominados autoventilados ya que presentan un diseño que hace posible la ventilación en el disco en su interior, disipando el calor generado.

Los discos utilizados en automóviles livianos, usualmente se fabrican en fundición gris de grafito laminar dada su estabilidad dimensional. En el Cuadro 2 se muestran algunas propiedades importantes de la fundición gris, de acuerdo con (Boltz, 1973).

Cuadro 2. Propiedades de la fundición gris (Autores, 2014)

Propiedad	Nomenclatura (Unidades)	Valor
Calor específico	c (J/(kg K))	510
Densidad	ρ (kg/m ³)	7200
Resistividad eléctrica	$\rho_{res.elec}$ (Ω m)	1.00E-06
Permeabilidad magnética	$\mu_{perm.mag}$	133.53
Resistencia a la tracción	S_{yt} (N/mm ²)	240

A continuación se ilustra un disco de freno autoventilado con aletas en el interior.

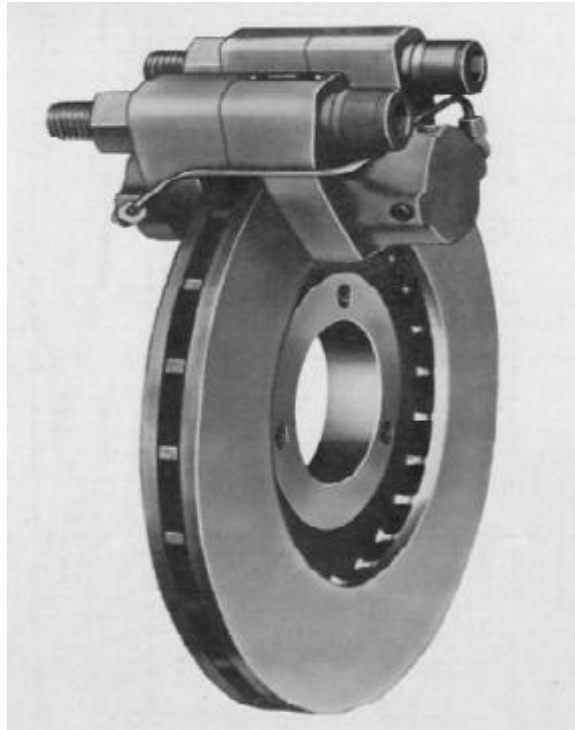


Ilustración 7. Disco Ventilado (Orthwein, 2004)

En la Ilustración 8 se muestran las diferentes partes del disco que se describen seguidamente.

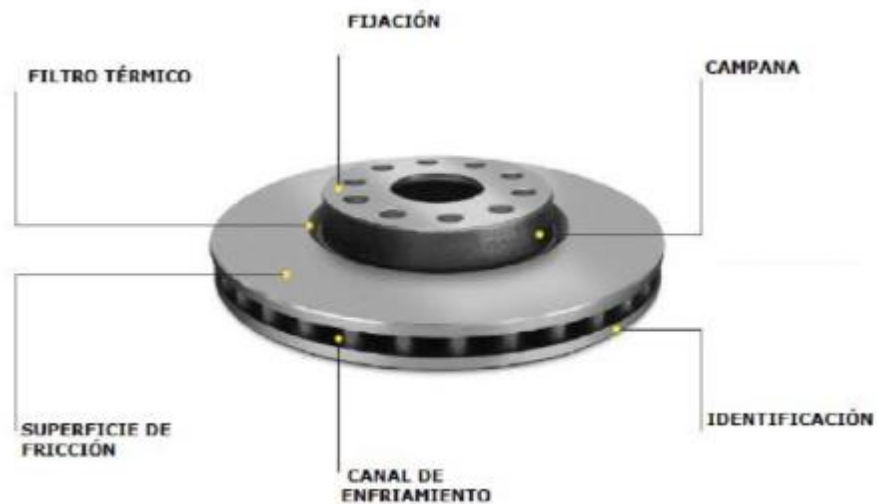


Ilustración 8. Partes del disco de freno (Bosch, 1996)

Superficie de fricción: Es la superficie del disco sobre la cual actúan las pastillas de freno.

Canal de enfriamiento: Está presente solo en los discos ventilados compuesto por las aletas, éstas permiten evacuar más calor y mantener una temperatura en el disco estable.

Filtro térmico: Corresponde a una ranura que se mecaniza entre la superficie de fricción y la campana que reduce la transferencia de calor del disco de freno hacia la rueda. En la Ilustración 9 se muestra el filtro térmico.

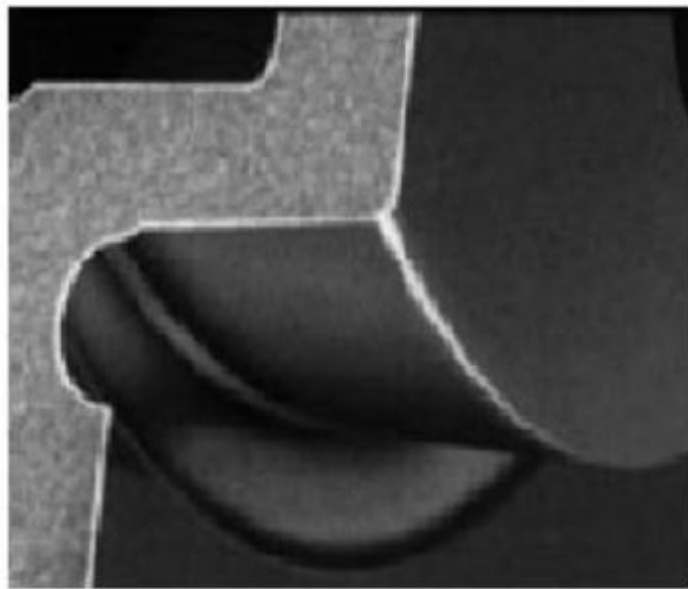


Ilustración 9. Filtro térmico (Ocaña, 2012)

Campana: Corresponde a un elemento mecánico cuya única función es conectar la superficie de fricción con el sistema de fijación. De acuerdo con (Ocaña, 2012), en algunos casos se realizan agujeros en la campana para que ésta pueda actuar también como filtro térmico.

Fijación: Se refiere a la parte del disco de freno que permite conectar el disco con las ruedas del vehículo. La sujeción se lleva a cabo por medio de un grupo de pernos.

Por último un aspecto importante a tomar en cuenta, es que si bien los discos están contruidos con un material más fuerte que el de las pastillas de frenos, también son propensos al desgaste. En aplicaciones de uso continuo como es el transporte público, es preferible elegir materiales de pastilla que no sean muy abrasivos sin sacrificar el coeficiente de fricción.

2.6 Eje de transmisión

Otro de los elementos importantes para el diseño del banco de pruebas es el eje de transmisión al cual se va a fijar por un extremo el componente que imprimirá la fuerza al sistema y por el otro al disco con todos los componentes que van a oponer la resistencia para determinar la características de las pastillas que se empleen en las diferentes pruebas.

El parámetro que se desea establecer para el diseño del eje corresponde a su diámetro y el material del cual estará hecho el eje. De acuerdo con (Nisbett, 2012, pág. 352) la ecuación que determina este parámetro basado en el criterio de fallas de ASME es:

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} \cdot \left[4 \cdot \left(\frac{K_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{K_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{K_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{K_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.31)$$

En la ecuación (2.31) n representa el factor de confiabilidad y es un parámetro adimensional. El parámetro S_e representa el valor de la resistencia de diseño máxima y S_y la resistencia a fluencia. Estos dos parámetros dependen del material que se emplee para la construcción del eje de transmisión. Las variables M y T , representan al momento como al torque respectivamente. Los subíndices a y m se refieren a los

torques y momentos medios o alternantes. También se tiene que los parámetros K_f y K_{fs} representan los factores de concentración de esfuerzos por fatiga a la flexión y a la torsión respectivamente, y de acuerdo con (Nisbett, 2012, pág. 281) se determinan de la siguiente manera.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (2.32)$$

$$K_{fs} = 1 + q_c \cdot (K_{ts} - 1) \quad (2.33)$$

Los valores de q , $q_{cortante}$, K_t y K_{ts} , depende de características físicas del eje como lo son los radios de muesca o cuñeros además de la resistencia última del material y se pueden determinar a partir de los siguientes diagramas.

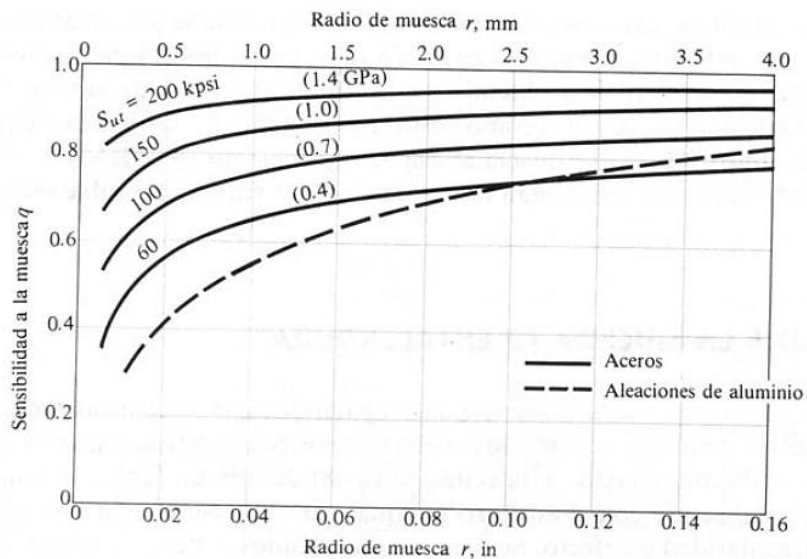


Ilustración 10. Valor q para la constante de concentración de esfuerzos (Nisbett, 2012)

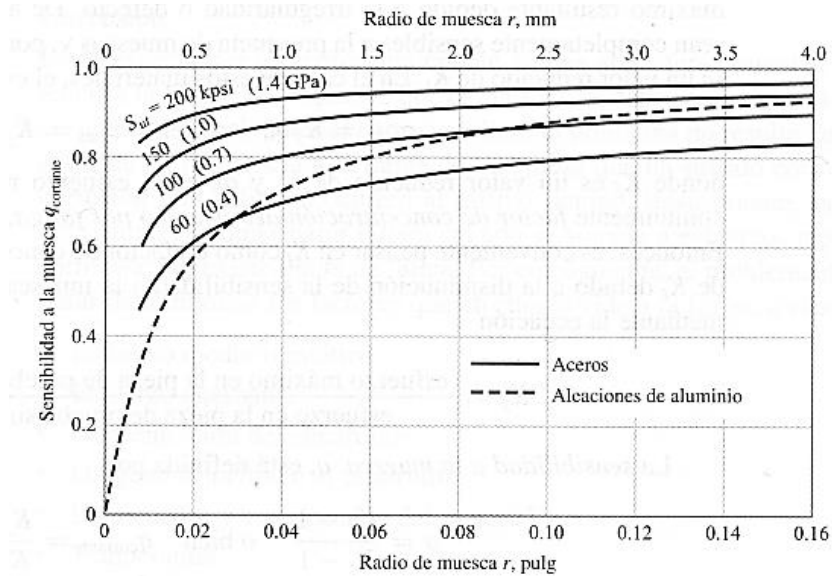


Ilustración 11. Valor q cortante para la constante de concentración de esfuerzos (Nisbett, 2012)

2.7 Acople de transmisión

La conexión entre el motor y el eje de transmisión es de vital importancia pues se desea proteger el motor en el caso crítico de que bloquee el eje debido a algún fallo en el disco de freno, así como facilitar la conexión entre los dos componentes. Por las razones antes mencionadas se debe colocar un acoplamiento entre el motor y el eje, en el mercado existen variados tipos y ámbitos de acoplamientos por lo que se debe escoger el que cumpla con las necesidades particulares del diseño. Por una parte la selección del tipo de acoplamiento se empleará el método propuesto por (Needle, 1991) que se detalla adelante, y el acople se elegirá según su disponibilidad comercial. En el Cuadro 3 se muestran los tipos de acoplamientos que se pueden usar para las diferentes aplicaciones.

Cuadro 3. Elección preliminar del acoplamiento (Needle, 1991)

Código	Parámetro	Condición	Elección del tipo de acoplamiento
1	Empleando el factor, máximo torque	Largos periodos de operación estable	Se emplea el grafico Torque contra velocidad

2	Empleando el factor, máxima velocidad		
3	Torque mínimo	Torque transmitido se acerca mucho a cero durante una operación estable.	1) Membrana o de Disco
			2) Elemento de Elastómero
4	Torque trasiente	Acoplamiento entre una caja reductora de engranes paralelos y un motor síncrono o un generador	1) Rígido o de Eje
			2) Elemento de Elastómero
		Acoplamiento entre una caja reductora epicíclica y un motor de inducción eléctrico o un generador	1) Elemento de Elastómero
			2) De Eje
3) Se emplea el gráfico Torque contra velocidad			
		El torque trasiente excede dos veces el valor derivado del código 2 de este cuadro	Se emplea el gráfico Torque contra velocidad
5	Valores vinculados de torque y velocidad en un corto tiempo, operaciones especiales de operación.	Cuando cualquier par excede los códigos 1 y 2 de este cuadro	Se emplea el gráfico Torque contra velocidad
6	Torques cíclicos	Largos periodos de operación estable	1) Rígido
			2) Elemento de Elastómero o de Eje

La Ilustración 12 se representa un gráfico torque contra velocidad para guiar la selección del tipo de acople.

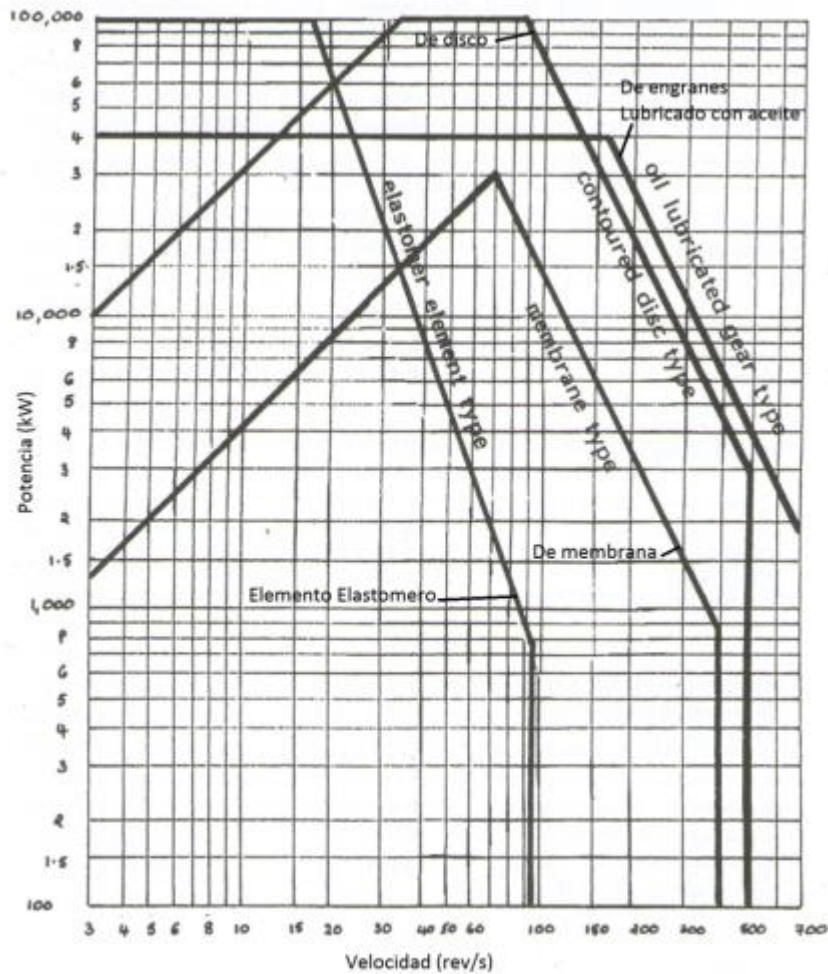


Ilustración 12. Selección de acoples de acuerdo a torque y velocidad (Neadle, 1991)

2.8 Motor

Gracias a la ley de inducción de Faraday, se dio origen a los motores eléctricos. Estos tienen grandes ventajas sobre los motores de combustión interna a igual potencia entregada.

NEMA ha clasificado los motores eléctricos en dos grandes grupos, los motores de corriente directa (DC) y los motores de corriente alterna (AC).

Los motores de corriente alterna (AC) cuentan con ventajas en cuanto a disponibilidad, relativo bajo costo, menos accesorios auxiliares y casi universal disponibilidad de la fuente de energía en aplicaciones industriales modernas.

2.9 Rodamientos

Los rodamientos son elementos que permiten soportar fuerzas radiales, axiales (de empuje) o bien una combinación de ambas. Se conocen también por el nombre de roles y se utilizan en ejes. Existen dos tipos generales de rodamientos, los esféricos (de bolas) y los de rodillos (cilíndricos y cónicos).

Introduciendo el análisis de los rodamientos de bolas y rodillos cilíndricos para su efectiva selección, es importante aclarar primero lo siguiente. De acuerdo con (Budynas & Nisbett, 2008) cuando un fabricante desarrolla un rodamiento, lo hace con una vida nominal de L_{10} revoluciones bajo una carga C_{10} de operación. Dicho valor de L_{10} tiene una confiabilidad de 0,90 y C_{10} es la carga que aparece en los catálogos. De este modo se obtiene la siguiente expresión es constante

$$C_{10} \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} \quad (2.34)$$

Donde a presenta un valor de 3 para cojinete de bolas y de 10/3 para cojinetes de rodillos (cilíndrico y cónico). Dado que dicho resultado es constante, se puede establecer una relación para determinar cargas F o revoluciones L a distintas condiciones de funcionamiento del rodamiento.

$$C_{10} \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = F \cdot L^{\frac{1}{a}} \quad (2.35)$$

Se podría sustituir el término L_{10} (dado en revoluciones) por $L_R \cdot n_R \cdot 60$ y el término L (dado también en revoluciones) por $L_D \cdot n_D \cdot 60$, donde L_R esta dado en horas de vida nominal, n_R en revoluciones por minuto (*rev/min*), L_D en horas deseadas de vida, n_D en

revoluciones por minuto deseadas (*rev/min*) y en ambos casos 60 es un factor de conversión de minutos a horas. Esto resulta en la ecuación (2.36).

$$C_{10} \cdot (L_R \cdot n_R \cdot 60)^{\frac{1}{a}} = F \cdot (L_D \cdot n_D \cdot 60)^{\frac{1}{a}} \quad (2.36)$$

Cuando se presentan cargas radiales F_r y de empuje axial F_a , es posible relacionar dichas fuerzas en una sola equivalente F_e radial que ocasionaría un daño igual que el de las cargas combinadas, en la siguiente ecuación:

$$F_e = X_i \cdot V_{rol} \cdot F_r + Y_i \cdot F_a \quad (2.37)$$

Donde V_{rol} es un factor de giro establecido con un valor de 1 cuando se tiene el anillo interno girando, y un valor de 1,2 cuando es el anillo externo el que gira. Los valores X_i y Y_i se obtienen de la Ilustración 13, donde el valor del subíndice varía según los siguientes criterios:

$$i = 1 \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \quad (2.38)$$

$$i = 2 \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad (2.39)$$

Donde e señala la intersección de las dos líneas mostradas en la Ilustración 13. En esta ilustración, *Slope Y* se refiere a la pendiente de la recta de mejor ajuste a los datos que presentan claro incremento.

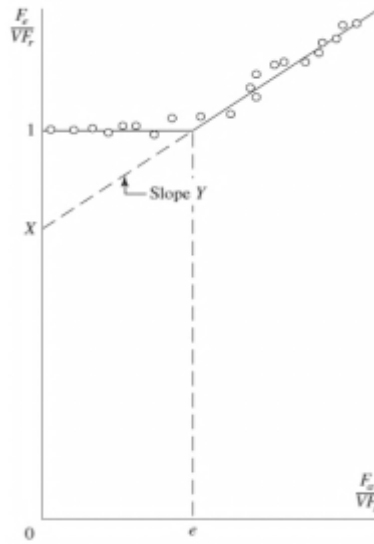


Ilustración 13. Relaciones de grupos adimensionales (Budynas & Nisbett, 2008).

Cuadro 4. Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas (Budynas & Nisbett, 2014)

F_o/C_o	e	$F_o/(VF_r) \leq e$		$F_o/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Use 0.014 if $F_o/C_o < 0.014$.

Cuadro 5. Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular (Budynas & Nisbett, 2008)

Bore, mm	OD, mm	Width, mm	Fillet Radius, mm	Shoulder		Load Ratings, kN			
				Diameter, mm		Deep Groove		Angular Contact	
				d_s	d_H	C_{10}	C_0	C_{10}	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Cuadro 6. Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de rodillos cilíndricos (Budynas & Nisbett, 2008)

Bore, mm	OD, mm	Width, mm	02-Series		03-Series			
			Load Rating, kN		OD, mm	Width, mm	Load Rating, kN	
			C_{10}	C_0			C_{10}	C_0
25	52	15	16.8	8.8	62	17	28.6	15.0
30	62	16	22.4	12.0	72	19	36.9	20.0
35	72	17	31.9	17.6	80	21	44.6	27.1
40	80	18	41.8	24.0	90	23	56.1	32.5
45	85	19	44.0	25.5	100	25	72.1	45.4
50	90	20	45.7	27.5	110	27	88.0	52.0
55	100	21	56.1	34.0	120	29	102	67.2
60	110	22	64.4	43.1	130	31	123	76.5
65	120	23	76.5	51.2	140	33	138	85.0
70	125	24	79.2	51.2	150	35	151	102
75	130	25	93.1	63.2	160	37	183	125
80	140	26	106	69.4	170	39	190	125
85	150	28	119	78.3	180	41	212	149
90	160	30	142	100	190	43	242	160
95	170	32	165	112	200	45	264	189
100	180	34	183	125	215	47	303	220
110	200	38	229	167	240	50	391	304
120	215	40	260	183	260	55	457	340
130	230	40	270	193	280	58	539	408
140	250	42	319	240	300	62	682	454
150	270	45	446	260	320	65	781	502

La estimación de la vida nominal requerida para una aplicación depende de muchos factores, pero una guía son cuadros de vida útil esperada según la aplicación, como se muestra en la Cuadro 7.

Cuadro 7. Recomendaciones para estimar la vida nominal (Budynas & Nisbett, 2008)

Type of Application	Life, kh
Instruments and apparatus for infrequent use	Up to 0.5
Aircraft engines	0.5–2
Machines for short or intermittent operation where service interruption is of minor importance	4–8
Machines for intermittent service where reliable operation is of great importance	8–14
Machines for 8-h service that are not always fully utilized	14–20
Machines for 8-h service that are fully utilized	20–30
Machines for continuous 24-h service	50–60
Machines for continuous 24-h service where reliability is of extreme importance	100–200

De manera similar, se presenta el factor de carga recomendado que viene a cumplir el mismo fin que el factor de seguridad, esto para incrementar la carga antes de seleccionar el cojinete según la aplicación.

Cuadro 8. Factor de carga recomendado (Budynas & Nisbett, 2008)

Type of Application	Load Factor
Precision gearing	1.0–1.1
Commercial gearing	1.1–1.3
Applications with poor bearing seals	1.2
Machinery with no impact	1.0–1.2
Machinery with light impact	1.2–1.5
Machinery with moderate impact	1.5–3.0

La clasificación de carga que se muestra en los catálogos suele ser calculada mediante las siguientes relaciones.

$$C_0 = M_{rod} \cdot n_b \cdot d_b^2 \quad (2.40)$$

$$C_0 = M_{rod} \cdot n_r \cdot l_c \cdot d_r \quad (2.41)$$

Donde C_0 es la clasificación de carga estática del cojinete como se mencionó anteriormente, n_b es el número de bolas, n_r el número de rodillos, d_b el diámetro de las bolas, d_r el diámetro de los rodillos, l_c es la longitud de la línea de contacto del rodillo. M_{rod} es un valor dependiente del tipo de rodamiento y la carga aplicada (radial o de empuje). Los valores de M_{rod} se determinan mediante el uso de la siguiente ilustración.

Cuadro 9. Valor de parámetro M_{rod} (Budynas & Nisbett, 2008)

M_{rod}	in and lbf	mm and kN
Radial ball	1.78(10) ³	5.11(10) ³
Ball thrust	7.10(10) ³	20.4(10) ³
Radial roller	3.13(10) ³	8.99(10) ³
Roller thrust	14.2(10) ³	40.7(10) ³

2.10 Instrumentación

Dentro de los componentes que se deben detallar y que son importantes para el diseño son todos los sistemas que se emplearan para registrar los parámetros necesarios para la evaluación de las características de una pastilla. Es importante mencionar estos equipos pues constituyen la base de las mediciones que se van a realizar por lo que es importante entender su funcionamiento.

2.10.1 Celda de carga

El banco de pruebas requiere de una celda de carga o transductor que permita convertir las señales de entrada (par o torque generado por la acción de frenado entre el disco y las pastillas), en señales eléctricas de salida.

La fuerza que es aplicada a la celda provoca una deformación que se relaciona en proporción con la caída de voltaje a través del transductor.

Dado que los resultados que se obtienen mediante las galgas extensométricas corresponden a señales eléctricas, es necesario realizar la conversión correspondiente para lograr la lectura apropiada de los mensurandos. Otro punto que es importante mencionar es que antes de emplear un tipo de galga es necesario mediante una calibración relacionar los voltajes o señales de salida con la carga que se está aplicando, es decir correlacionar el valor medido con el parámetro que se desea medir en realidad en este caso fuerza y voltaje.

Es necesario utilizar un amplificador de voltaje (amplificador de instrumentación) previo a la conexión al computador o herramienta donde se calcula la fuerza ejercida a la celda ya que las variaciones son del orden de mV.

En el banco de pruebas propuesto se ha seleccionado una celda de carga que posee la siguiente geometría, mostrada en la Ilustración 14.



Ilustración 14. Celda de carga (Coventry, 2013)

Un punto crítico sobre la medición y el empleo de las galgas es que es importante diseñar de manera acertada los lugares en donde se van a colocar para

registrar de manera fidedigna el parámetro deseado. La dirección de la carga neta debe ser única, constante y libre de vibraciones o impactos. La temperatura debe variar lo menos posible dado que los filamentos y el material base se ven afectados en forma diferenciada por las dilatación térmicas lo que resulta en alteraciones de las lecturas de fuerza.

2.10.2 Sistemas de medición de temperatura.

Para la medición de la temperatura se emplearán dos sistemas diferentes. El primero consiste en termómetros infrarrojos para obtener la medición de temperatura en la superficie del disco. La principal ventaja que posee este instrumento es que no requiere de contacto directo con la superficie a medir (en este caso una superficie que gira).

El principio que hace posible obtener la temperatura a distancia se basa en la teoría de Stefan-Boltzmann, (Cabrera Arista, 2011) que predice que todos los objetos emiten una energía proporcional a la temperatura y la emisividad del objeto. Es la transferencia de calor por la emisión de ondas electromagnéticas en el espectro infrarrojo.

Los instrumentos infrarrojos toman lecturas de temperatura por medio de sensores que captan el total de energía que surge de un objeto, la cual se compone de energía emitida, energía reflejada y energía transmitida.

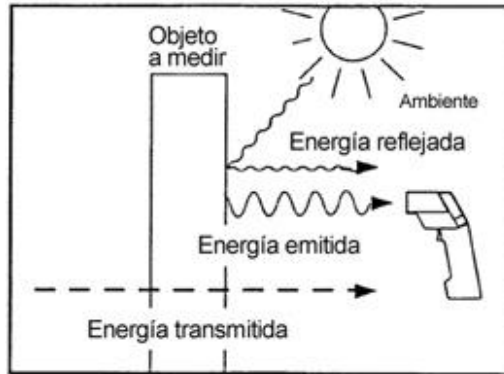


Ilustración 15. Termómetro infrarrojo (Taylor, 2014)

El segundo sistema de medición consiste en la utilización de termopares para medir la temperatura de los componentes estáticos. La ubicación estos instrumentos será de vital importancia pues permitirán un adecuado control de los procesos de prueba que se realicen.

El termopar es un dispositivo que consiste básicamente en un circuito en donde dos metales o aleaciones distintas se unen entre sí. Entre las uniones existe un diferencial de voltaje lo que provoca un flujo de corriente a través del circuito formado. Este efecto se conoce como el efecto Seebeck (Medrano Guerrero, 2002).

2.10.3 Sistema de medición de espesores y masas

Para el adecuado control de la calidad de las pastillas de freno será importante el registro de la pérdida de masa que se presente durante las etapas de prueba, debido a que estos parámetros permitirán identificar la calidad de las mismas en relación con el desgaste.

La norma (SAE, 2012) establece que se deben registrar los datos de espesor y masa de materiales a los que se aplique esta prueba.

Para el caso de las mediciones de los espesores es necesario emplear un instrumento que mida tanto en los bordes exteriores como en la sección interior para

así obtener un perfil del espesor de la muestra en toda su superficie. Un instrumento adecuado para realizar esta labor es el micrómetro. En la Ilustración 16 se muestra uno de esto.



Ilustración 16. Micrómetro (Mitutoyo, 2014)

Los micrómetros constan principalmente de un cuerpo con un tope fijo y otro móvil. Este tipo de instrumentación suele ser muy utilizado por su versátil resolución, que suele ser de 0,01 mm hasta 0,001 mm para aplicaciones comerciales. Estos instrumentos, por el rozamiento o golpes que sufren en contacto con las piezas que se miden deben ser calibrados regularmente por una entidad debidamente acreditada para garantía de un buen control de las mediciones (Femto, 2014).

Para el caso de medición de la masa se debe emplear una balanza de precisión. Algunas cuentan con una protección de viento para asegurar una lectura sin las alteraciones causadas por corrientes de aire. La resolución, tamaño y capacidad de la balanza son las características de mayor relevancia.

La balanza deberá ser calibrada al igual que todo instrumento de medición, por alguna entidad certificada. En la Ilustración 17 se muestra el tipo de balanza apropiado para la aplicación.



Ilustración 17. Balanza de Precisión (OHAUS, 2013)

2.12. Análisis térmico del frenado y disipación de calor

2.12.1. *Calor generado por la acción del frenado*

En el proceso de frenado, al igual que en todo proceso energético, la energía involucrada se transforma y en este caso resulta la generación de calor y un incremento de la temperatura de los elementos del ensamble.

El calor producido en el disco por la acción de la pastilla se puede determinar mediante la siguiente relación:

$$\dot{q}_{total} = f_s \cdot P \cdot v \quad (2.42)$$

Donde q_{total} es el calor unitario generado (W/m^2), f_s corresponde al coeficiente de fricción entre los dos materiales, P es la presión ejercida por la pastilla sobre el disco de freno (N/m^2 o bien, Pa) y v es la velocidad del disco (m/s) (Kennedy, 1999).

2.12.1.1. *Disipación de calor*

“La disipación de energía se presenta de las tres formas conocidas conducción, convección y radiación, para efectos de cálculo se asumirá que la energía se disipará por conducción y convección CARSLAW & JAEGER (1959)” (Lillo Harún, 2006).

Para efectos del diseño del banco de pruebas es necesario enfatizar la transferencia de calor por convección ya que este fenómeno es el que permite extraer esta energía durante los periodos de enfriamiento.

En el caso de un disco de freno autoventilado se presenta la convección por efecto rotatorio, frontal, lateral e interna. La convección por efecto rotatorio y convección frontal aportan una transferencia de calor que se considera despreciable en el diseño del banco de pruebas.

La relación que permite determinar la cantidad de calor transferido por convección es la que se muestra a continuación:

$$q_{conv} = h_c \cdot A \cdot (T_{superficie} - T_{fluido}) \quad (2.43)$$

Donde q_{conv} es el calor transferido por convección (W), h_c es el coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot K$). $T_{superficie}$ es la temperatura de la superficie que se encuentra en contacto con el fluido y T_{fluido} es la temperatura del fluido que reemplazará por diferencia de densidad al fluido menos denso.

2.12.1.2. Convección interna del disco

Los discos autoventilados cumplen un papel de gran importancia ya que extraen el calor desde el interior del disco. Su comportamiento es similar al de los ventiladores radiales y al de las bombas centrífugas, por lo que la determinación del caudal y la velocidad del aire en el interior de disco se basa en el libro "*Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*" de Claudio Mataix (Lillo Harún, 2006).

Entre cada par de aletas internas del disco (álabes), se presenta un espacio o cavidad por donde el aire fluye permitiendo la transferencia de calor. Esto conlleva a

un caudal de aire requerido en su interior para realizar dicha tarea. La imagen siguiente muestra el flujo de aire dentro del disco mientras este gira.

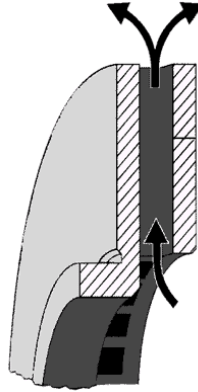


Ilustración 18. Convección interna (German, 2012)

El caudal de aire que fluye dentro del disco corresponde al producto entre el área de entrada de la cavidad por la velocidad de entrada del aire, multiplicado por la cantidad de cavidades existentes en el disco que es igual a la cantidad de álabes. A continuación la ecuación que indica el caudal dentro de una sola cavidad.

$$Q = a_{ent} \cdot b_{ent} \cdot v_{ent} \quad (2.44)$$

Donde Q es el caudal del aire en el interior de la cavidad (m^3/s), a_{ent} es el ancho de la cavidad a la entrada del aire (m), b_{ent} es el largo de la cavidad a la entrada del aire (m). El producto $a_{ent} \cdot b_{ent}$ representa el área A_{Cent} de entrada del aire a la cavidad, v_{ent} representa la velocidad de entrada a la cavidad. La siguiente ilustración muestra una cavidad de un disco de freno.

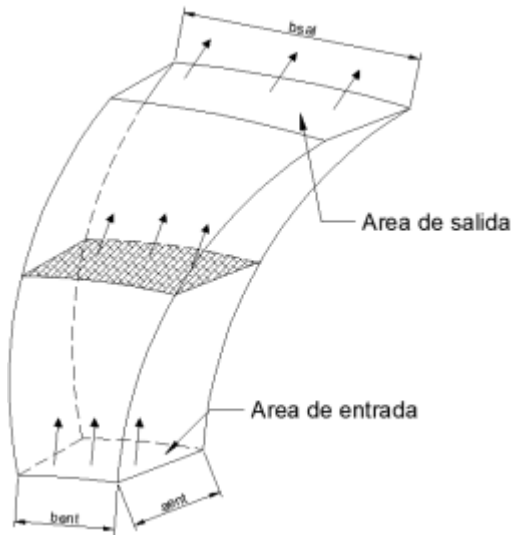


Ilustración 19. Cavidad entre álabes de un disco de freno (Autores, 2013)

Para determinar la velocidad se puede resolver la ecuación de continuidad, donde el caudal que entra debe ser igual al caudal que sale, de este modo se obtiene la velocidad de salida v_{sal} (m/s) donde a_{sal} y b_{sal} corresponden al ancho y largo de la cavidad (m/s) a la salida del aire.

$$Q_{ent} = Q_{sal} = Q \quad (2.45)$$

$$a_{ent} \cdot b_{ent} \cdot v_{ent} = a_{sal} \cdot b_{sal} \cdot v_{sal} \quad (2.46)$$

Dado que el espesor de la cavidad es constante, la relación se reduce a:

$$v_{sal} = v_{ent} \cdot \left(\frac{b_{ent}}{b_{sal}} \right) \quad (2.47)$$

Dado que el coeficiente de convección no permanece constante a lo largo del canal de la cavidad, se analiza a condiciones de velocidad y diámetro hidráulico promedios (Lillo Harún, 2006).

La velocidad promedio v_{prom} (m/s) y el diámetro hidráulico D_h (m) se obtienen mediante las relaciones:

$$v_{prom} = \frac{v_{ent} + v_{sal}}{2} \quad (2.48)$$

$$D_h = \frac{D_{h.ent} + D_{h.sal}}{2} \quad (2.49)$$

Donde $D_{h.ent}$ y $D_{h.sal}$ corresponden a los diámetros hidráulicos de entrada (m) y de salida (m) respectivamente. Estos diámetros hidráulicos se determinan mediante las ecuaciones a continuación donde A_c y P_c representan el área (m²) y perímetro (m) por donde ingresa o egresa el aire a la cavidad. Los subíndices *ent* y *sal*, denotan si es de entrada o salida de la cavidad.

$$D_{h.ent} = 4 \cdot \frac{A_{ent}}{Per_{ent}} \quad (2.50)$$

$$D_{h.sal} = 4 \cdot \frac{A_{sal}}{Per_{sal}} \quad (2.51)$$

Para conocer el coeficiente de convección es necesario conocer el número de Reynolds, el cual se deduce de la siguiente ecuación, donde ν es la viscosidad cinemática promedio del aire a las temperaturas de entrada y salida a la cavidad (m²/s). D_h es diámetro hidráulico promedio (m), ρ y μ responden a la densidad y viscosidad dinámica del aire a las condiciones promedios.

$$Re = \frac{v \cdot D_h \cdot \rho}{\mu} \quad (2.52)$$

El número de Nusselt se obtiene mediante la siguiente igualdad en donde se utiliza una corrección debido a los gradientes de temperatura que se presentan dentro del disco. De este modo:

$$Nu = \frac{h_{conv} \cdot D_h}{k} \cdot \left(\frac{T_{fluido}}{T_{superficie}} \right)^n = Nu_D \cdot \left(\frac{T_{fluido}}{T_{superficie}} \right)^n \quad (2.53)$$

Donde Nu es el número de Nusselt corregido, Nu_D es el factor de corrección obtenido de la siguiente ilustración donde se puede aproximar la cavidad como un ducto corto, T_{fluido} es la temperatura del fluido ($^{\circ}C$), $T_{superficie}$ es la temperatura en la superficie del disco ($^{\circ}C$), n es un factor de enfriamiento, k es la conductividad del aire.

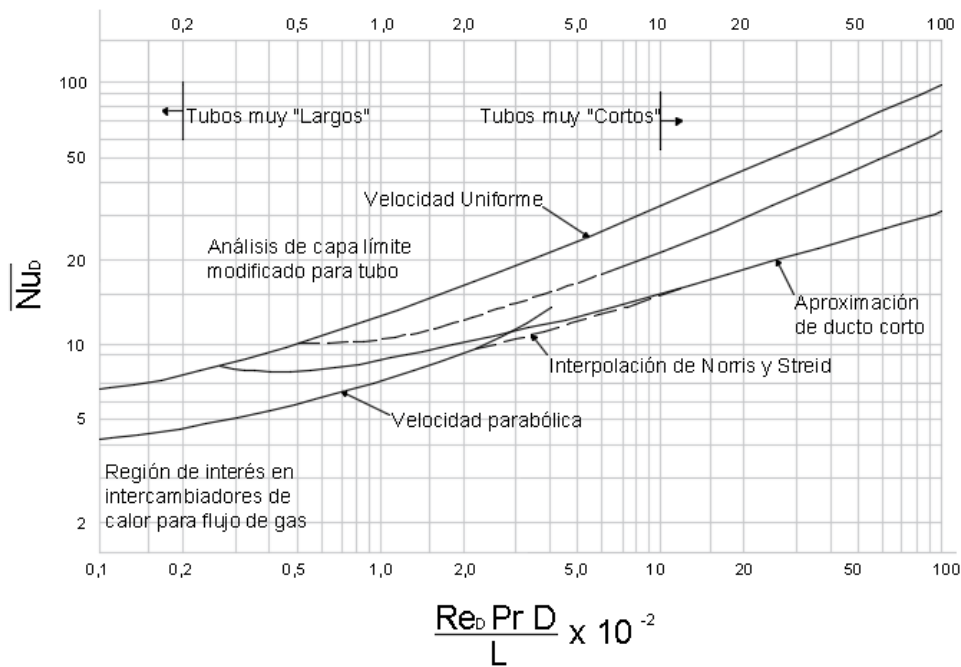


Ilustración 20. Número de Nusselt corregido (Lillo Harún, 2006)

2.10.3.1 Convección lateral

Para este caso, se considera al disco como una placa plana cuyo flujo se dirige de forma lateral (paralelo a las caras del disco). Las siguientes dos ilustraciones muestran la dirección de flujo en el disco.

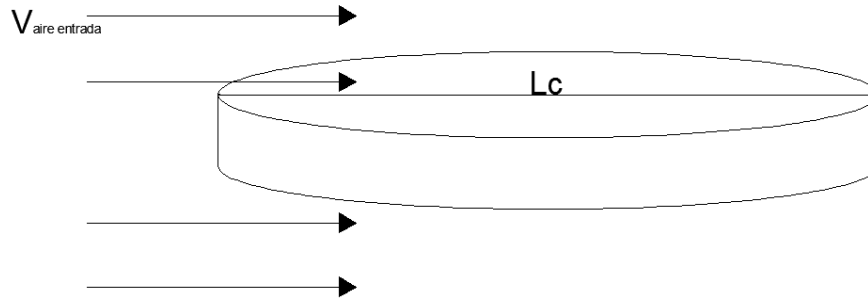


Ilustración 21. Flujo de aire por convección lateral (Autores, 2013)

Para este caso el número de Reynolds está dado por:

$$Re = \frac{v_{aire} \cdot L_c}{\nu} \quad (2.54)$$

Donde v_{aire} es la velocidad con que fluye el aire (m/s), L_c es la longitud característica del flujo de aire en el disco (m) y corresponde al diámetro del mismo. El símbolo ν representa la viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio (m^2/s), conocida también como temperatura relativa (T_r), donde $T_{aire,ent}$ es la temperatura del aire de entrada y $T_{sup, disco}$ la temperatura superficial del disco.

$$T_r = \frac{T_{aire.ent} + T_{sup}}{2} \quad (2.55)$$

El número de Nusselt (Nu) depende de la naturaleza del flujo (régimen laminar o turbulento). Por este motivo se plantea la siguiente ecuación que toma ambos fenómenos para una placa plana (Mills, 1994):

$$Nu = 0,664 \cdot Re_{tr}^{1/2} \cdot Pr^{1/3} + 0,036 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left[1 - \left(\frac{Re_{tr}}{Re_L} \right)^{0,8} \right] \quad (2.56)$$

Donde Re_{tr} y Re_L corresponde al número de Reynolds en condiciones de transición y laminar (entrada de aire) respectivamente. Pr indica el número de Prandtl a condiciones promedio de temperatura (se puede obtener de Cuadros). El valor de Nusselt se obtiene utilizando la expresión siguiente donde h_{conv} representa el coeficiente por convección, L_c la longitud característica y k la conductividad térmica a condiciones promedio de temperaturas.

$$Nu = \frac{h_{conv} \cdot L_c}{k} \quad (2.57)$$

2.12.2. Calentamiento por inducción

Según (González, 2005) el calentamiento por inducción electromagnética es un método para suministrar calor en forma rápida, consistente, limpia, controlable y eficiente sobre piezas o partes metálicas o de otros materiales conductores de la electricidad.

Una corriente eléctrica que circula por un conductor en forma de bobina genera un campo magnético en sus alrededores. Dependiendo de la corriente de excitación y del número de espiras de la bobina, se genera la intensidad del campo en el núcleo de la bobina. Se pueden inducir corrientes eléctricas concentradas mayormente hacia la superficie de un elemento de material ferromagnético, colocándolo dentro de un campo magnético alterno. A estas corrientes se les llaman corrientes parásitas o de Foucault, y se neutralizan dentro del medio generando calor por el efecto Joule.

El uso de transistores permite alcanzar oscilaciones o frecuencias del campo magnético que varían desde 60 Hz hasta los 60 MHz, y por lo tanto se pueden lograr temperaturas de miles de grados, con distinta profundidad de alcance sobre el cuerpo a calentar, con gran precisión y consistencia en intervalos de tiempo cortos. Las ventajas principales, según González (2005), son:

- Ausencia de contacto físico.
- Generación del calentamiento en el lugar requerido.
- Ausencias de pérdidas en transferencias calóricas.
- Rapidez y precisión.
- Fácil automatización y control del ciclo de trabajo.

Un sistema de calentamiento por inducción cuenta con diferentes componentes básicos como lo son la fuente de potencia, la estación de calentamiento, el espiral inductor o bobina, y la pieza a trabajar o material a calentar.

La fuente de potencia es un variador de frecuencia; este circuito de potencia, de común aplicación en la industria para control de velocidad de motores toma la corriente alterna a una frecuencia única (típicamente 60 Hz o 50 Hz) y la entrega a una frecuencia diferente modulable (de 10 Hz a 120 Hz), que la puede seleccionar el usuario o bien un controlador automático. Cuando el variador recibe la corriente alterna la rectifica y regula a corriente directa, que luego alimenta al inversor, que es un circuito resonador que emite corriente alterna pero a la frecuencia especificada. Este sistema permite la regulación precisa del campo magnético en la bobina. La potencia de la fuente determina la velocidad relativa del calentamiento de la pieza. Como ya se mencionó, la corriente inducida que fluye por la pieza es más intensa en la superficie,

por lo que el exterior se calienta más rápido que el interior: “el 80% del calor producido en la pieza se concentra en la piel exterior” (González, 2005). Al aumentar la frecuencia de operación se vuelve más superficial el efecto. Se busca que el espesor de la pieza sea al menos cuatro veces mayor que la profundidad de la penetración de la corriente para mejor efectividad de la bobina y no ocurran cancelaciones de las corrientes inducidas. La profundidad de penetración de la corriente δ se puede calcular como:

$$\delta = 503 \cdot \left(\frac{\rho_{res.elec}}{\mu_{perm.mag} \cdot f_{Hz}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.58)$$

Donde $\rho_{res.elec}$ es la resistividad eléctrica del metal en $\Omega \cdot m$; $\mu_{perm.mag}$ es la permeabilidad magnética relativa; y f_{Hz} es la frecuencia en Hz (Rudnev, 2007).

La resistividad eléctrica aumenta con la temperatura para la mayoría de metales. Este aumento puede resultar apreciable y potencialmente causar cancelación de las corrientes en la etapa de calentamiento final. Es por esto que se debe valorar ese aumento de resistividad con la temperatura al seleccionar la frecuencia de operación.

Las estaciones de calentamiento en su mayoría son remotas vinculadas al variador de frecuencia mediante un cable flexible. Éstas son enfriadas por circulación de agua, la cual enfría también los tubos de cobre que conforman la bobina. En la Ilustración 22 se muestran dos ejemplos las configuraciones que pueden tener las bobinas de cobre.

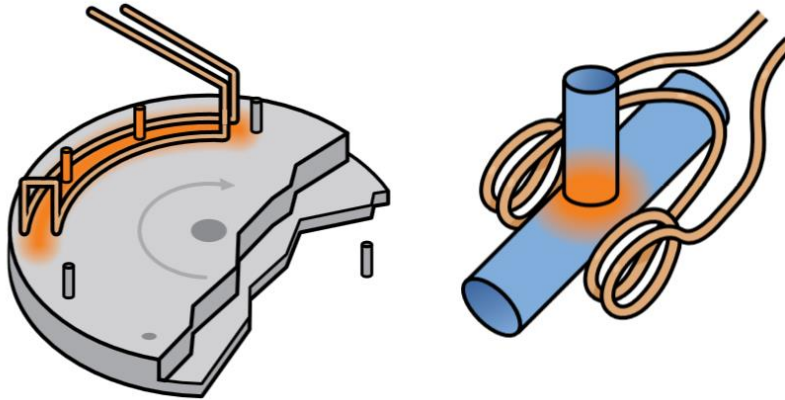


Ilustración 22. Ejemplo de bobinas para calentamiento por inducción (Ambrell, 2014)

El tamaño y la forma dependen de la configuración de la pieza a calentar y de las variables del proceso particular. Un adecuado diseño de la bobina es crítico para lograr el perfil de calentamiento adecuado y mejor aprovechamiento de la energía consumida. Pueden tener diferentes formas según la aplicación, para calentamientos localizados o para superficies irregulares.

3. Diseño del banco de pruebas

3.1. Protocolo de pruebas

Para iniciar el diseño del banco de pruebas primero se deben establecer los parámetros por determinar, además de establecer un conjunto de órdenes que garanticen que las mediciones y los resultados indirectos sean consistentes y repetibles.

Existen normas de carácter internacional adoptadas por la industria para la medición tanto del coeficiente de fricción como del desgaste en materiales de fricción diferenciados. En este trabajo se emplea la norma SAE J661 como fundamento del protocolo de pruebas dado que su alcance es *"Establecer un procedimiento de laboratorio uniforme para asegurar y reportar tanto el coeficiente de fricción y las características de desgaste de las pastillas de freno"* (SAE, 2012).

Este protocolo lo componen cuatro etapas. La etapa de preparación de la muestra en la cual se obtiene una muestra específica de las distintas morfologías de pastillas de freno que existen en el mercado. En esta etapa también se toman algunas mediciones iniciales como lo es el espesor y la masa de la muestra. La muestra se prepara fijándosele en el portamuestras. Para la etapa de asentamiento, se coloca el portamuestras en la prensa y se realiza una prueba preliminar. Posteriormente se cuenta con la etapa de medición donde se obtienen los resultados a partir de una serie de pruebas. Finalmente se tiene la etapa de presentación de resultados, donde la información adquirida es documentada con un formato específico.

3.1.1. Preparación de las muestras

Con el fin de obtener resultados consistentes para diferentes tipos de pastillas de freno que presentan dimensiones y morfologías distintas, se procede a establecer las dimensiones de la muestra por estudiar. Su tamaño debe permitir una manipulación sencilla pero con superficie suficiente para garantizar una adecuada comparación.

1. Recortar dos muestras de sección central cuadrada de $25,4 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$ por $25,4 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$, utilizando un proceso de mecanizado con fresa de corte con una velocidad de avance de no más de 5 mm/s .
2. Empleando una balanza con una resolución de $0,0001 \text{ g}$, pesar las muestras limpias de las pastillas de freno que van a ser probadas, cada una por separada, antes de realizar las pruebas. Realizando una comparación con las lecturas que se tomarán al final de la prueba, este dato va a permitir determinar el desgaste de las pastillas de freno.
3. Tomar las cinco medidas del espesor de cada muestra según se indica en la Ilustración 23 para documentar su grado de irregularidad y obtener una medida media razonable. Esta medición se necesita hacer con un micrómetro con una resolución de cuando menos $0,1 \text{ mm} \pm 0,05 \text{ mm}$.

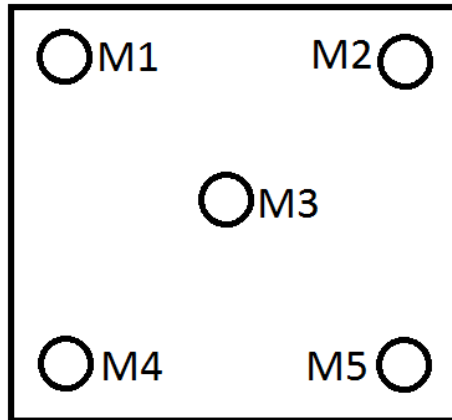


Ilustración 23. Plantilla para puntos de medición para la muestra (Autores, 2013)

- Colocar las muestras en los portamuestras como se muestra en la Ilustración 24, asegurándose de que los pernos de sujeción queden adecuadamente ajustados, de manera que no haya holgura de movimiento notable.

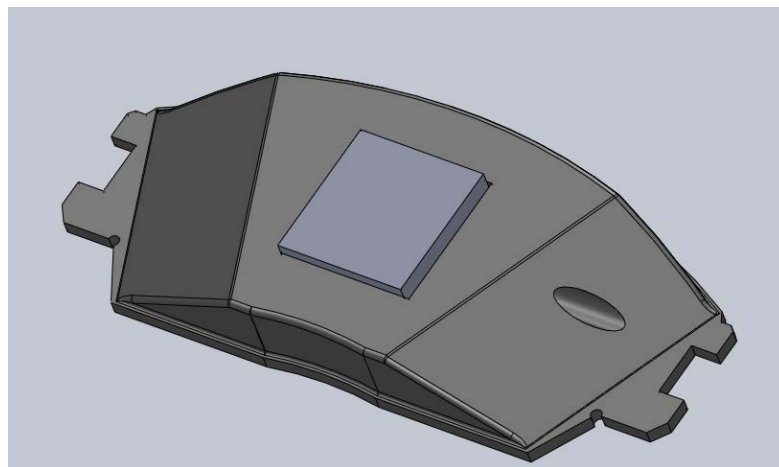


Ilustración 24. Portamuestras para las pastillas de freno (Autores, 2013)

- Retirar la cubierta protectora del banco de pruebas.
- Colocar el portamuestras en la prensa.
- Cerrar las cubiertas protectoras del banco de pruebas.
- Verificar que el sistema opere de modo estable mediante la puesta en marcha a $312 \text{ rev/min} \pm 6 \text{ rev/min}$ durante un lapso de 2 s. Durante este proceso no se

debe aplicar carga sobre la muestra. Esto es para descartar que haya contacto entre las muestras y el disco o un tamaño de muestra equivocado.

9. Registrar la temperatura ambiente del recinto en donde se encuentra la máquina y las temperaturas indicadas por los instrumentos de la máquina.

3.1.2. Velocidad de prueba

De acuerdo con la norma SAE J661 se cita que "*La velocidad de rotación requerida para pruebas de fricción se establece en 510 revoluciones por minuto*" (SAE, 2012).

Por lo tanto la velocidad de contacto de la pastilla dependerá del radio al cual se coloque con respecto al eje de rotación. Se tiene que la velocidad de contacto depende de la velocidad de rotación de la siguiente manera.

$$v = \omega \cdot r \quad (3.1)$$

Como la velocidad de rotación se establece en 510 revoluciones por minuto (rpm) la velocidad tangencial queda de la siguiente manera:

$$v = 510 \cdot r \quad (3.2)$$

3.1.3. Etapa de asentamiento

Con la muestra colocada en el portamuestras del banco de pruebas, se debe correr el disco a una velocidad de 312 rev/min \pm 6 rev/min con una carga de 440 N \pm 8 N. Con el sistema de enfriamiento activo hay que mantener la temperatura del disco a menos de 93 °C \pm 2 °C. La etapa de asentamiento es por un lapso de 20 min \pm 24 s. Cuando se deban tomar las mediciones de coeficiente de fricción o de temperatura

estas se deben realizar al final de cada intervalo, cuando los incrementos se realicen en lapsos.

3.1.4. Mediciones

Las mediciones se realizan en etapas en las cuales se aplican ciclos de carga variados a temperaturas especificadas, la distribución de estas etapas se detallan en la Ilustración 25. La combinación de ciclos de carga y temperatura permite determinar el comportamiento del coeficiente de fricción. Las etapas distintas que se describen como: *medida de desgaste* que permite determinar el desgaste que han sufrido las muestras durante el transcurso de la prueba y que se repite en cuatro ocasiones.

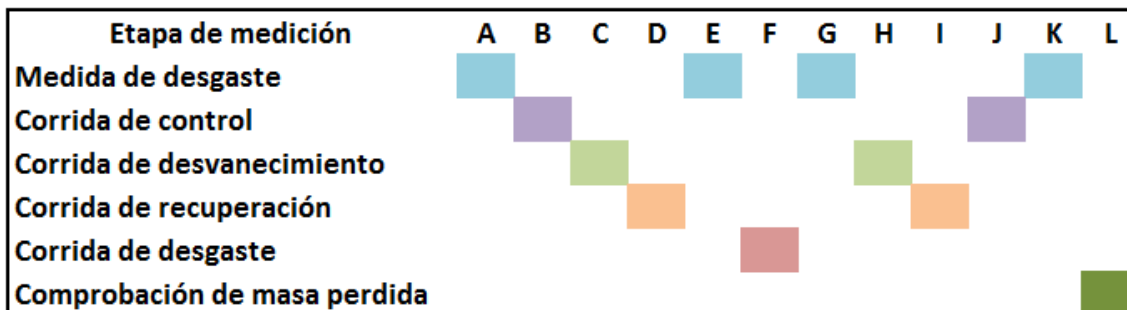


Ilustración 25. Diagrama de flujo de las mediciones del protocolo (Autores, 2014)

Luego está la *corrida de control* empleada para determinar el comportamiento general de la pastilla y que se emplea tanto al inicio como al final de la prueba. Sigue la *corrida de desvanecimiento* empleada para determinar el comportamiento de la muestra a temperaturas elevadas y que se desarrolla en dos ocasiones durante la prueba. Después se continúa con la *corrida de recuperación* desarrollada después de las corridas de desvanecimiento y la *corrida de desgaste* que permite determinar la resistencia al desgaste de las muestra y que se desarrolla una sola vez durante la

prueba. Se termina con la *comprobación de masa perdida* que permite determinar el desgaste que sufrió la pastilla.

A. Primera medida de desgaste:

A.1 Girar el disco 510 rev/min \pm 10 rev/min, sin aplicación de carga. Con la ayuda del sistema de calentamiento llevar el disco a una temperatura de entre 88 °C a 99 °C. Cuando esta condición se cumpla apagar el motor y esperar al que el disco se detenga por completo.

A.2 Aplicar una carga 400 N \pm 8 N y registrar la lectura de posición del vástago del pistón activador. Tomar en cuenta que la lectura de posición del vástago del pistón se realizará en cuatro ocasiones durante el transcurso de la prueba completa.

B. Primera corrida de control:

B.1 Girar el disco a 510 rev/min \pm 10 rev/min. Con la ayuda del sistema de calentamiento llevar el disco a una temperatura de entre 82 °C a 93 °C.

B.2 Realizar 20 ciclos de carga con una fuerza de 400 N \pm 8 N con una duración de 10 s \pm 0,2 s y separados 20 s \pm 0,2 s sin aplicación de carga.

B.3 Registrar la fuerza de fricción y temperatura en cada ciclo. En todo momento la temperatura debe mantenerse en el ámbito entre 82 °C y 104 °C, empleando para ello el sistema de enfriamiento. Una vez que se ha realizado la vigésima aplicación de carga se debe apagar el sistema de enfriamiento.

C. Primera corrida de desvanecimiento:

C.1 Girar el disco a 510 rev/min \pm 10 rev/min. Esperar a que la temperatura llegue a 82 °C sin ayuda del sistema de enfriamiento.

C.2 Encender el sistema de calentamiento. Aplicar una carga de $400 \text{ N} \pm 8 \text{ N}$.

C.3 Registrar el valor de fuerza de fricción cada vez que la temperatura aumente en $28 \text{ }^\circ\text{C}$ tomando la primera lectura a $93 \text{ }^\circ\text{C}$. Este procedimiento se debe extender durante 10 min o hasta que se alcance una temperatura de $288 \text{ }^\circ\text{C}$ en cuyo caso hay que registrar el tiempo en que se llegó a esta temperatura.

C.4 Apagar el sistema de calentamiento.

D. *Primera corrida de recuperación:*

D.1 Girar el disco a $510 \text{ rev/min} \pm 10 \text{ rev/min}$ y encender el sistema de enfriamiento.

D.2 Aplicar una fuerza de $400 \text{ N} \pm 8 \text{ N}$ durante $10 \text{ s} \pm 0,2 \text{ s}$ a las temperaturas de $260 \text{ }^\circ\text{C}$, $204 \text{ }^\circ\text{C}$, $149 \text{ }^\circ\text{C}$, $93 \text{ }^\circ\text{C}$. Registrar el valor de fuerza de fricción durante cada aplicación de carga.

E. *Segunda medida del desgaste:*

E.1 Registrar el desgaste según lo descrito para la primera medida del desgaste.

F. *Corrida de desgaste:*

F.1 Girar el disco a $510 \text{ rev/min} \pm 10 \text{ rev/min}$. Con la ayuda del sistema de calentamiento llevar el disco a una temperatura de entre $193 \text{ }^\circ\text{C}$ a $204 \text{ }^\circ\text{C}$.

F.2 Apagar el sistema de calentamiento.

F.3 Aplicar 100 ciclos de carga con una fuerza de $400 \text{ N} \pm 8 \text{ N}$ con una duración de $20 \text{ s} \pm 0,2 \text{ s}$ y separados por $10 \text{ s} \pm 0,2 \text{ s}$ sin carga,

manteniendo las temperaturas entre 193 °C y 216 °C con la ayuda del sistema de enfriamiento.

F.4 En este caso como son 100 aplicaciones se van a registrar los datos de fuerza de fricción y temperatura a intervalos de 5 aplicaciones empezando por la aplicación 0 es decir en el momento en que se aplica la primera carga, los datos se deben registrar al final de la quinta aplicación en cada caso.

G. Tercera medida de desgaste:

G.1 Inmediatamente después de la corrida de desgaste, empleando el sistema de enfriamiento llevar el disco a una temperatura de entre 88 °C a 99 °C, luego de esto repetir el procedimiento indicado en la primera medida del desgaste.

H. Segunda corrida de desvanecimiento:

H.1 Girar el disco a 510 rev/min \pm 10 rev/min, dejar que el disco se enfríe hasta una temperatura de 82 °C de forma natural, sin usar el sistema de enfriamiento.

H.2 Encender el sistema de calentamiento.

H.3 Aplicar una carga de 400 N \pm 8 N continuamente durante 10 min o hasta que se alcance una temperatura de 343 °C. En este caso se deben tomar los valores de la fuerza de fricción a intervalos de 28 °C comenzando cuando el disco tiene una temperatura de 93 °C. En el caso en de que se alcance la temperatura de 343 °C antes de los 10 min se debe registrar el tiempo que tomó el disco en alcanzar esta temperatura.

H.4 Apagar el sistema de calentamiento.

I. Segunda corrida de recuperación:

I.1 Girar el disco a 510 rev/min \pm 10 rev/min, encender el sistema de enfriamiento,

I.2 Aplicar una carga de 400 N \pm 8 N durante 10 s \pm 0,2 s a las temperaturas de 316 °C, 260 °C, 204 °C, 149 °C, y 93 °C.

J. Segunda corrida de control:

J.1 Repetir el procedimiento empleado en la primera corrida de control.

K. Cuarta medida de desgaste:

K.1 Repetir el procedimiento empleado en la primera medida del desgaste.

L. Comprobación de masa perdida:

L.1 Encender el sistema de enfriamiento y apagar el motor.

L.2 Dejar que el disco se enfríe durante 10 min, después de pasados los 10min de enfriamiento retire las muestras del porta muestras.

L.3 Llevar a cabo las mediciones de espesor una última vez y registrar el peso de las muestras cada una por separado.

L.4 Archivar las muestras junto con copia del informe de resultados

3.1.5. Presentación de resultados

Según la norma SAE J661, se debe presentar un informe final de los datos determinados en el protocolo de pruebas para garantizar una documentación trazable.

En este proyecto se brinda el cuadro mostrado en el Anexo 1 que permite al usuario del banco de pruebas documentar con mayor facilidad los resultados a obtener. El Anexo 1 está compuesto por una serie de tablas que representan las diferentes etapas

de proceso de medición, en él se registran los valores temperatura, fuerza de fricción, las mediciones de espesores y masas así como los tiempos de realización de las pruebas en los casos pertinentes. Este informe incluye además de los datos experimentales, condiciones ambientales, identificador de la muestra, el personal responsable y un identificador de la entidad para quien se lleva a cabo la prueba.

Además dentro de este informe se anotará cualquier anomalía que el encargado de realizar la prueba haya detectado o cualquier situación que se considere de interés para el desarrollo de la prueba.

Es importante mencionar que los datos obtenidos se registrarán con un sistema de adquisición de datos electrónico, a partir de lo que se procede a obtener los datos para generar el informe según el formato descrito en el Anexo 1. El formato original será electrónico y su versión impresa debería acompañar las muestras procesadas para su almacenaje y eventual emisión de los resultados para quien haya solicitado la prueba.

3.2. Prensa de freno comercial y portamuestras

Una vez definidos los parámetros de diseño como las velocidades, presiones y tiempos de aplicaciones de las cargas se puede proceder a la etapa de diseño.

Debido a que existe una gran cantidad de modelos tanto de disco de freno como de prensas y que es necesario para el diseño, se eligió un conjunto de aplicación convencional en vehículos livianos. Este elemento define una serie de fronteras para el diseño del banco de pruebas y los elementos accesorios que lo complementan para suplir la demanda de datos y procesos del protocolo propuesto. En la Ilustración 26, se muestra la prensa empleada que es del tipo flotante. Es usada en automóviles

marca *Hyundai* modelo *Accent* producidos entre los años 1995 y 1999. El código de fábrica de dicha prensa es **bc140-008**.



Ilustración 26. Prensa, base de diseño (Autores, 2013)

El disco correspondiente a esta prensa se muestra en la Ilustración 27, que es del tipo autoventilado del mismo vehículo, lo que es vital para garantizar compatibilidad entre componentes.



Ilustración 27. Disco, equipo base de diseño (Autores, 2013)

Para la activación del sistema hidráulico de la prensa se eligió una bomba de frenos usada en vehículos marca *KIA* modelo *Sportage* del año 2002. El número de parte del fabricante es **W0133-1611504**, y se muestra en la ilustración 33.



Ilustración 28. Bomba de freno, base de diseño (OLX, 2014)

Una de las ventajas de emplear sistemas existentes es que se pueden usar los sistemas de sujeción con los que ya cuentan, lo que reduce considerablemente la cantidad de elementos que deben fabricarse a la medida para el banco de prueba.

Dentro de los principales retos que se presentan es el desarrollo de un sistema que permita realizar el protocolo a las diferentes morfologías de pastillas que existen en el mercado. Esto se debe tanto a las diversas marcas comerciales existentes como a la gran cantidad de modelos de vehículos que forman el parque activo regional. Por ello se desarrolló un portamuestras con base en la geometría de las pastillas de freno que emplea la prensa de la Ilustración 26. De este modo, de las diferentes morfologías de pastillas en el mercado se podrá tomar una muestra que sería sometida a las pruebas. Las medidas de dicha muestra se detallan en el protocolo de pruebas descrito en la sección Protocolo de pruebas . En la Ilustración 29 se muestra la pastilla propia de la prensa de la Ilustración 26.



Ilustración 29. Pastilla base para el portamuestras (Autores, 2013)

El portamuestras desarrollado a partir de la pastilla de freno de la Ilustración 29 únicamente necesita dos tornillos prisioneros de sujeción para someter a prueba el material de las diferentes pastillas de freno existentes en el mercado. En la Ilustración 30 se muestra el diseño final de este componente. Debido a que es un elemento crucial, puede fabricarse de un solo bloque de material sólido. Un punto importante es que se deberán construir dos portamuestras pues en el sistema común de frenado se emplean dos pastillas de freno.

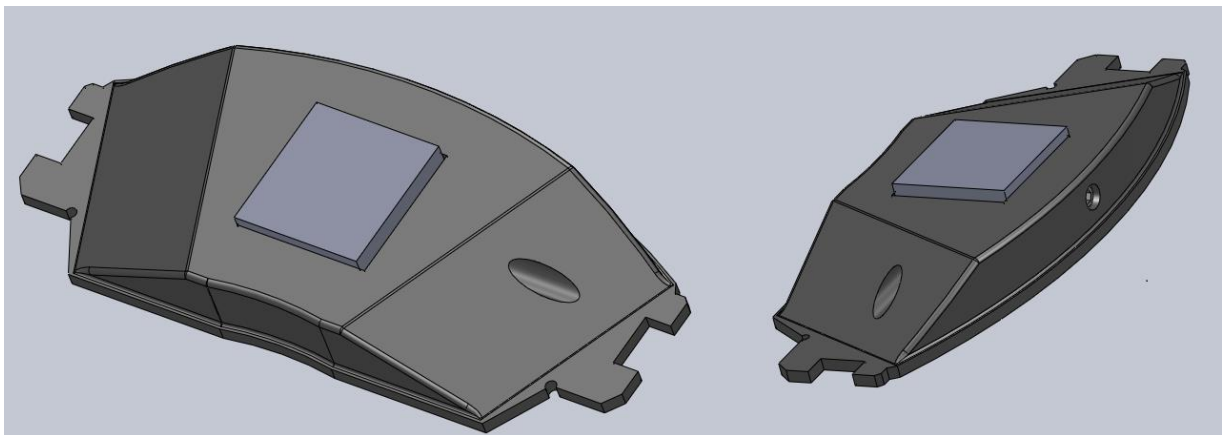


Ilustración 30. Portamuestras (Autores, 2013)

El sistema de sujeción con prisioneros evita que la muestra se mueva en relación al portamuestras, restringiendo los grados de libertad de la muestra, evitando resultados alterados. Además, como su geometría se basa en el de una pastilla de

freno, hay buena posibilidad de que las vibraciones que experimenta la muestra serán en alguna medida similares a las de un freno en condiciones de uso diario.

Las muestras que se tomen para realizar las pruebas no deberán tener rayaduras ni ranurado en su superficie pues alteraría el área de contacto y por lo tanto los resultados de las pruebas. Para la aplicación de las pruebas, las ranuras en las muestras no son importantes dado que su propósito es disminuir el ruido que se generan en las pastillas de freno.

Como la prensa es de pistón único, su accionamiento por fluido hidráulico ejerce una fuerza sobre uno de los portamuestras mostrado en la Ilustración 30. El portamuestras (móvil) se desplaza hasta hacer contacto con el disco, y entonces la prensa de montaje flotante (ver sección 2.2.1 Prensa de montaje flotante) permite el segundo contacto entre la cara posterior del disco y el otro portamuestras (estático).

Con el constante uso, el disco presentará una ranura o desgaste en su superficie la cual necesitará rectificarse o en su defecto sustituir el disco cuando se haya llegado al espesor mínimo establecido por el fabricante.

3.3. Componentes auxiliares del banco de pruebas

En esta sección se determinan las características de los componentes principales y críticos que constituyen el banco de pruebas. En la Ilustración 31 y en la Ilustración 32 se muestra un diagrama conceptual del ensamble general del banco de pruebas propuesto donde se enlistan sus principales componentes.

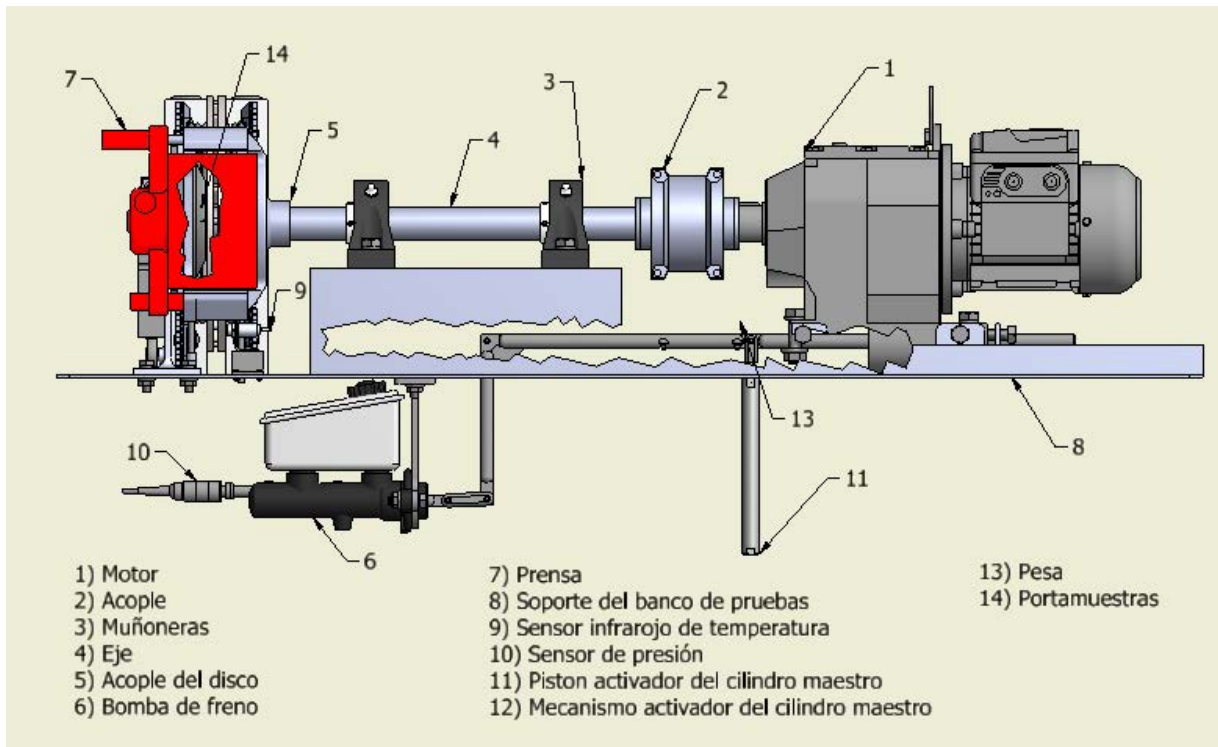


Ilustración 31. Ensamble general del banco de pruebas, vista frontal (Autores, 2014)

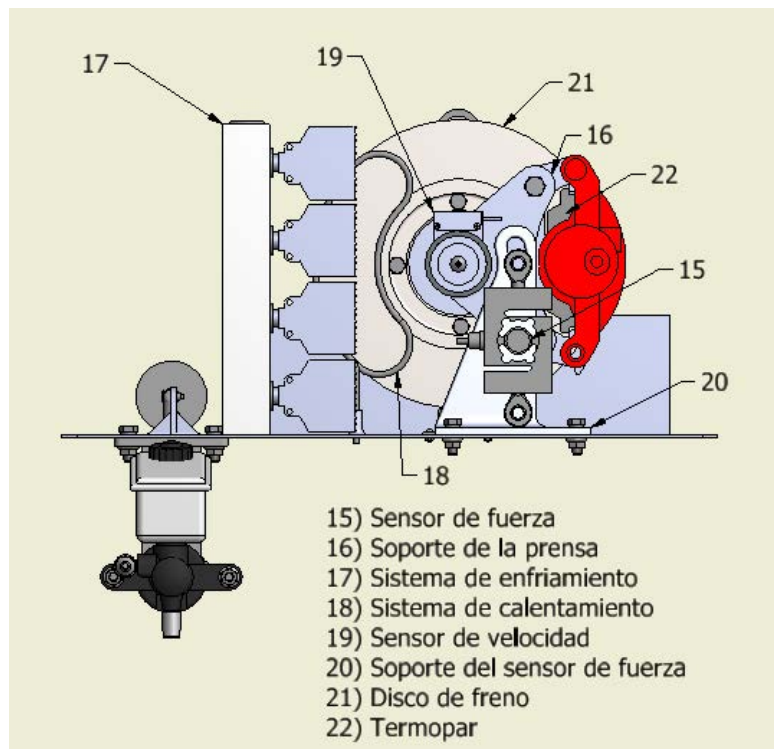


Ilustración 32. Ensamble general del banco de pruebas, vista lateral (Autores, 2014)

En esta sección se analizan las características que se consideran relevantes para seleccionar componentes comerciales o bien determinar las condiciones críticas para diseñar los elementos que deben fabricarse a la medida.

3.3.1. Eje motriz principal

Para seleccionar el eje es necesario conocer de antemano el peso de los componentes que se ubicarán y que aportan cargas considerables al eje. Para ello se midió la masa del acople, el disco, la prensa y su portante.

Posteriormente se realizó un diagrama de cuerpo libre (DCL) donde se señalan las cargas a las cuales está sometido el eje. Este DCL se creó de tal manera que el posicionamiento de punto de acción de las cargas se encuentra de forma paramétrica, permitiendo variar la ubicación de los componentes y visualizar el efecto de la posición sobre los momentos inducidos. A continuación el DCL final así como el diagrama de momentos que se experimenta en el eje durante el proceso de frenado en el caso crítico (cuando la fuerza de fricción se suma al peso del disco).

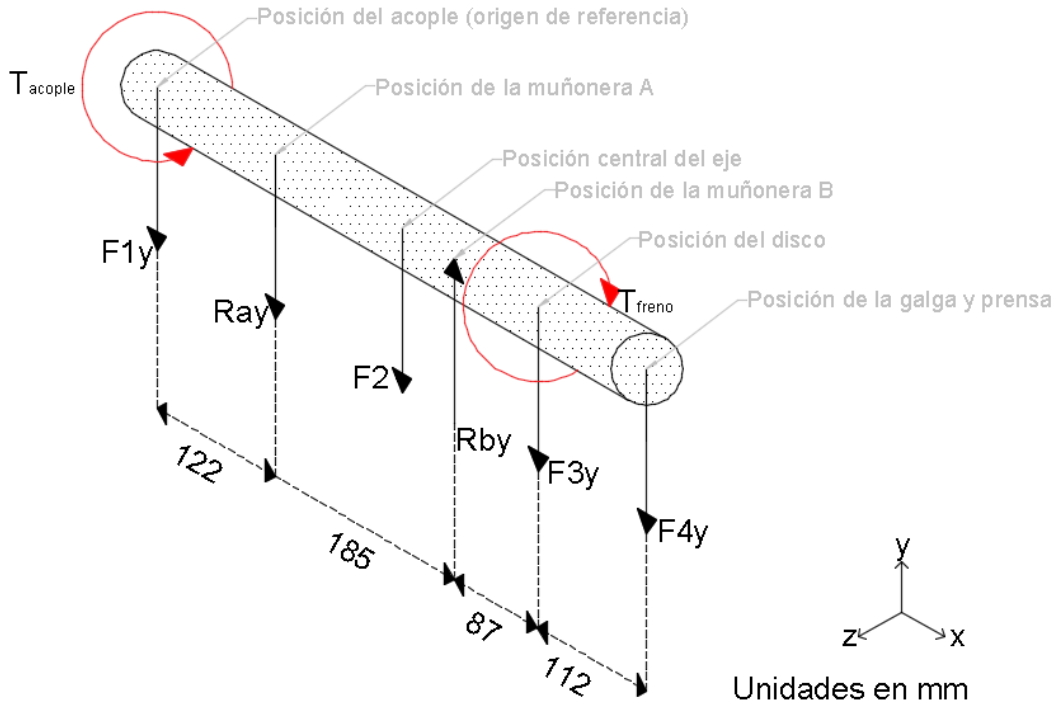


Ilustración 33. Diagrama de cuerpo libre del eje (Autores, 2014)

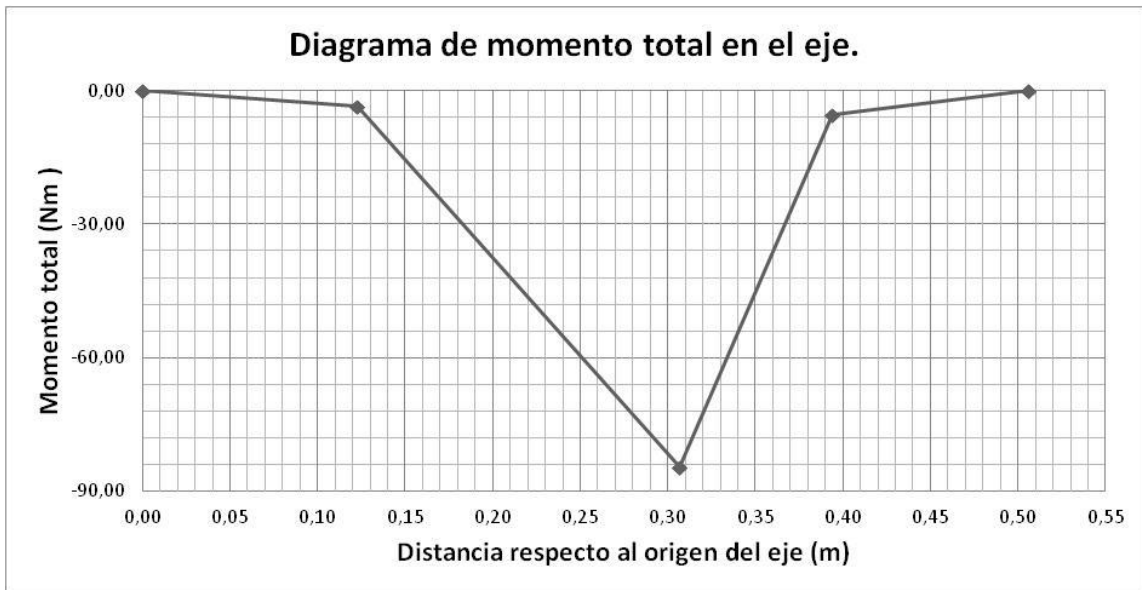


Ilustración 34. Diagrama de momentos flexionantes totales en el eje (Autores, 2014)

Se selecciona un eje de acero denominación AISI-SAE 4140, debido a su inmediata disponibilidad en el mercado nacional y su versatilidad para la fabricación de engranes, levas, tornillos de alta resistencia, y ejes, entre otros. Este acero de

medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad permite buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto (Sumiteccr, 2011). En el Cuadro 10 y en el Cuadro 11, se muestran las características de mayor relevancia de este material.

Cuadro 10. Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 4140 (Sumiteccr, 2011)

Propiedades mecánicas
Dureza 275 - 320 HB (29 – 34 HRc)
Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI)
Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI)
Elongación mínima 12%
Reducción de área mínima 50%

Cuadro 11. Propiedades físico-químicas del acero AISI-SAE 4140 (Sumiteccr, 2011)

Propiedades físico-químicas
Densidad: 7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)
Composición: 0.38-0.43% C, 0.75–1.00% Mn, 0.80–1.10%Cr, 0.15–0.25% Mo, 0.15–0.35% Si, 0.04% P(máx), 0.05% S(máx).

Con la información anterior se ha estimado la longitud del eje con base en las dimensiones requeridas para instalar los demás componentes, permitiendo una distancia prudencial para labores de mantenimiento de los mismos, los resultados se muestran en el Cuadro 12. Con esta longitud se procede a determinar los factores concentradores de esfuerzo. También se calcularon los momentos y torques tanto alternantes como constantes. La longitud determinada es de 0,506 m.

Cuadro 12. Posición de componentes sobre el eje (Autores, 2013)

Componente	Distancia desde acople(m)
Acople	0,000
Muñonera 01	0,122
Muñonera 02	0,307
Disco de freno	0,394
Porta prensa	0,506

Dentro de los aspectos necesarios para el diseño del eje, es que basado en el protocolo de prueba este debe mantener una velocidad de rotación de 510 rev/min mientras trasmite un torque de 76,48 Nm, para cumplir con la aplicación de carga tangencial de 400 N sobre cada pastilla.

Con base en los criterios de falla estipulados por Soderberg, Goodman, Gerber, ASME y Bagci, se procede a calcular el diámetro del eje considerando un factor de seguridad, cuyos resultados son 31,75 mm (1-1/4") para el eje y 5,08 en el caso del factor de seguridad aplicando el criterio de ASME. De acuerdo con la Ilustración 34 el momento máximo que se presenta en el eje sucede a los 307 mm desde el origen, en esta posición también se encuentra ubicada la segunda muñonera. En la Ilustración 35 se muestra el diagrama del eje, en este se muestran las dimensiones finales del mismo así como la ubicación de los diferentes componentes.

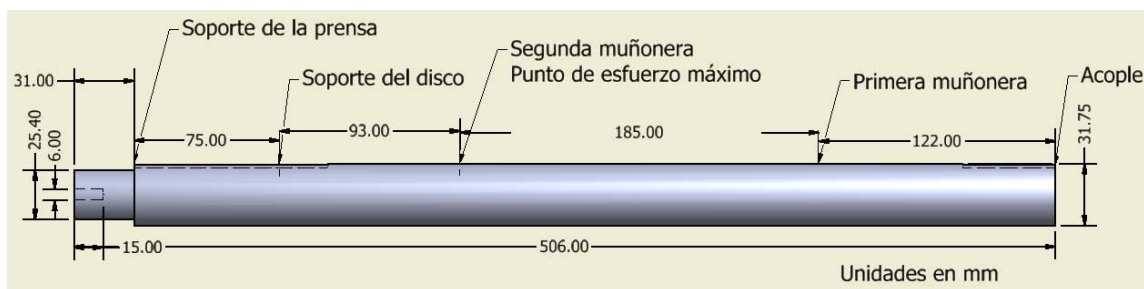


Ilustración 35. Diagrama constructivo del eje (Autores, 2014)

Si bien el interés es de cumplir con el criterio ASME en la selección del diámetro del eje, se verificaron los otros criterios para asegurar en cada uno de ellos se satisfice.

3.3.2. Motor

Para seleccionar el motor se parte del par de torsión demandado de 76,48 Nm lo que corresponde a cuando ocurre una carga tangencial de 400 N sobre cada muestra. Para determinar esta condición se asumió un coeficiente de fricción muy conservador de 1 como condición crítica. En el protocolo de prueba además se había establecido una velocidad de rotación en 510 rev/min, de manera que se puede emplear la ecuación (3.3) para calcular la potencia media efectiva demandada.

$$Pot = T \cdot \omega_{rot} \quad (3.3)$$

$$Pot = 76,48 \cdot 510 \frac{rev}{min} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \quad (3.4)$$

$$Pot = 4084W \quad (3.5)$$

De esta forma la potencia del motor resulta en 4 084 W (5,48 hp). Para mayor facilidad en la selección tanto del motor como el reductor se dará preferencia a un motorreductor para evitar el acople y apoyos adicionales. Esto facilita las labores de construcción y disminuye la complejidad del banco de pruebas en cuanto a componentes. También los costos iniciales son menores como se pudo constatar en la etapa de estimación de la inversión.

3.3.3. Reductor de velocidad o motorreductor

Comercialmente se distribuyen motores en diferentes en diferentes ámbitos de velocidad siendo los más comunes para aplicaciones generales de 1750 rev/min y 3600 rev/min, para el análisis de la relación de transmisión se empleará como base un motor de 1750 rev/min.

Emplear un sistema de reducción es importante debido a que las velocidades de prueba son de 510 rev/min, para el caso de las pruebas y de 312 rev/min para el caso del proceso de asentamiento. Para la selección del reductor se desea reducir la velocidad del motor de 1750 rev/min a 510 rev/min, y se pretende alcanzar la velocidad de 312 rev/min con la ayuda de un variador de frecuencia.

La relación de transmisión se puede averiguar de la siguiente manera.

$$rt = \frac{1750}{510} \quad (3.6)$$

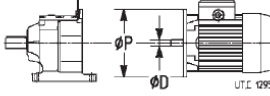
$$rt = 3,43 \quad (3.7)$$

En cuanto a la potencia que se debe transmitir se determinó en la sección 3.3.2 que esta debía de ser de 4,08 kW (5,48 hp).

En cuanto a la morfología se ha decidido que este sea coaxial ya que esto permitirá una mejor distribución del espacio dentro del diseño.

Para la selección del motorreductor adecuado se emplea el catálogo de *Motorreductores Rossi*, para reductores coaxiales. Este catálogo no cuenta con un motor específico de 4,08 kW, por lo que se elige el motorreductor con la potencia mayor siguiente.

Cuadro 13. Motorreductor seleccionado (Rossi, 2013)

P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	F_{r2} N	i	f_s		Masa Masse	
							HF kg	F0 kg
5,5	228	230	2 430	12,7	1,25	MR 2I 4 - 112MB 2 B5R 24 x 200	47	53
	256	205	2 180	11,3	1,5			
	286	184	1 850	10,2	1,7			
	316	166	1 950	9,18	2			
	348	151	1 650	8,34	2,24			
	401	131	1 950	7,23	2,5			
	441	119	2 000	6,57	2,8			
	516	102	2 120	5,63	2,8			
	573	92	2 120	5,06	2,8			
	637	83	2 060	4,56	2,8			
	725	72	2 120	4	2,8			

En el Cuadro 13 se muestran las características del motorreductor seleccionado, tiene una potencia de 5,5 kW, pues el catalogo pasa de 4 kW hasta los 4,08 kW. Además presenta una velocidad de rotación de salida del reductor de 516 rev/min y tiene una capacidad de entregar 102 Nm. Como dato importante para esta catalogo en particular la relación de transmisión es de 5,63 mayor a la que se había tomado como punto de partida, esto debido a que el motor que emplea el catalogo es de 2 900 rev/min para una frecuencia en la corriente de alimentación de 50 Hz.

Para un mayor control sobre la velocidad de rotación del disco de freno, y acatar lo que establece el protocolo de pruebas se vuelve primordial el uso de un variador de frecuencia.

3.3.4. Acople

Para realizar la selección del acople, ya se han definido parámetros importantes, una potencia por transmitir de 4,08 kW a una velocidad de 510 rev/min. Realizando la conversión se emplea la Ilustración 12, obteniendo entonces que la velocidad debe ser de 8,5 rev/s. Bajo estas condiciones se determina que el acople más apropiado debe un acople elastomérico o del tipo de membrana o malla metálica. En este caso para

le selección del acople a emplear se usa el catálogo de Lovejoy para acoples de malla metálica. El catalogo establece que se debe emplear un factor de servicio para corregir el valor por seleccionar, en este caso una aplicación similar es para un dinamómetro que establece un factor de servicio de 1, por lo que el valor de torque se mantiene. En la Ilustración 36 se muestra el tipo de acople que se ha decidido emplear.



Horizontal Cover Style

Ilustración 36. Acople tipo grilla metálica (Lovejoy, 2014)

Basado en los datos anteriores se ha seleccionado un acople capaz de soportar un torque nominal de 149 Nm superior a los 76,48 Nm que se determinaron durante el cálculo del eje. También se observa que los diámetros máximo y mínimo permiten que se emplee para los diámetros de eje y reductor que se han determinado en las secciones anteriores. La selección se muestra en el Cuadro 14.

Cuadro 14. Selección de Acople (Lovejoy, 2014)

Grid Coupling Performance Data

Size	Nominal Torque ¹		Maximum Speed		ID1 - ID2				SL ²	T	Weight Solid		Moment of Inertia	
					Min Bore		Max Bore		Set Screw				Solid Hubs	
	In-lbs	Nm	Horizontal RPM	Vertical RPM	in	mm	in	mm	Location in	Size in	lbs	kg	Horizontal WR ² lb-in ²	Vertical WR ² lb-in ²
1020	460	52	4,500	6,000	0.500	12	1.125	28	0.50	#8-32	4.3	2.0	4.83	5.32
1030	1,320	149	4,500	6,000	0.500	12	1.375	35	0.31	#8-32	5.7	2.6	7.61	7.99
1040	2,200	249	4,500	6,000	0.500	12	1.625	42	0.44	#10-24	7.4	3.4	11.19	11.99
1050	3,850	435	4,500	6,000	0.500	12	1.875	48	0.62	#10-24	12.0	5.4	24.85	25.76

Si bien emplear un acople de este tipo representa un aumento en el costo del banco de pruebas, la necesidad de proteger los equipos de medición y sistemas auxiliares en caso de un sobretorque en el equipo justifican su presencia.

3.3.5. Muñoneras

Para la selección de muñoneras no se contemplan cargas axiales en el eje, dado que aquellas en la prensa se anulan entre sí por su configuración flotante. El tipo de aplicación es de laboratorio, por lo que no estará expuesta a la intemperie. También se debe considerar el diámetro del eje que es de 3,175 cm y las cargas cíclicas que se generan en los puntos donde se van a colocar las muñoneras. Se elige una muñonera tipo pedestal como la que aparece en la Ilustración 37.



Ilustración 37. Muñonera de pedestal (TIMKEN, 2014)

Para la selección se tomó en cuenta una muñonera capaz de soportar las cargas radiales que se presentan así como el diámetro del eje que es de 3,175cm (1-1/4"). En el Cuadro 15 se indica la selección.

Cuadro 15. Selección de Muñonera (TIMKEN, 2014)

Unit	Shaft Dia.	H	H ₂	B ₁	J	L	A	H ₁	N	N ₁	d ₁	S ₁	T	G	Bolt Size	Bearing Number	Collar Number	Housing Number	Unit Wt.	
	in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				new (old)	kg lbs.
RASC	5/8	30.16	56.4	26.6	92.1	123.8	30.2	11.9	11.1	22.2	34.1	15.5	15.5	31	10	GC1010KRRB	C203	T-40238	0.454	
		1 3/16	2 7/32	1 3/64	3 5/8	4 7/8	1 3/16	15/32	7/16	7/8	1 11/32	39/64	39/64	1 7/32	3/8				(T-30595)	1
RASC	3/4	33.34	64.3	31	96	127	31.8	13.5	11.1	19.8	38.1	18.7	17.1	35.7	10	GC1012KRRB	C204	T-40239	0.635	
		1 5/16	2 17/32	1 7/32	3 25/32	5	1 1/4	17/32	7/16	25/32	1 1/2	47/64	49/64	1 13/32	3/8				(T-30555)	1.40
RASC	1	36.51	71.4	34.1	104.8	139.7	35.7	15.1	11.1	20.2	44.4	20.2	17.9	38.1	10	GC1100KRRB			0.803	
		1 7/16	2 13/16	1 11/32	4 1/8	5 1/2	1 13/32	19/32	7/16	13/16	1 3/4	51/64	45/64	1 1/2	3/8		C205	T-30365	1.77	
RASC	1 1/8	42.86	83.3	37.3	117.5	157.2	39.7	16.7	14.3	23.8	52.4	22.6	22.2	44.8	12	GC1102KRRB			1.297	
RASC	1 3/16	1 11/16	3 9/32	1 15/32	4 5/8	6 3/16	1 9/16	21/32	9/16	15/16	2 1/16	57/64	7/8	1 49/64	1/2	GC1103KRRB	C206	T-40241	1.297	
RASC	1 1/4 S															GC1103KRRB3		(T-30300)	2.86	
RASC	1 1/4	47.62	93.7	41.3	130.2	166.7	45.2	18.3	14.3	24.6	59.5	25.4	22.2	49.2	12	GC1104KRRB	C207	T-40242	1.674	
RASC	1 7/8	1 7/8	3 11/16	1 7/8	5 1/8	6 9/16	1 27/32	23/32	9/16	31/32	2 11/32	1	7/8	1 19/16	1/2	GC1106KRRB		(T-30410)	3.69	
RASC	1 7/16															GC1107KRRB				

3.3.6. Soporte para disco

Como se mencionó anteriormente se van a emplear los soportes con que cuenta el disco de freno para su aprovechamiento e implementación en el banco de pruebas, en la Ilustración 38 se muestran marcados los cuatro agujeros con que cuenta el disco de freno.



Ilustración 38. Agujeros de soporte disco de freno (Autores, 2014)

En la sección de desarrollo del eje se determinó que el diámetro del mismo debería ser 31,75 mm, este dato es importante pues el diámetro interno que deberá

tener el acople para la sujeción del disco. Para los diferentes acoples que se van a emplear en el banco de pruebas se va a emplear el acero tipo A-36. Por disponibilidad en el mercado y además para una manipulación más eficiente durante la construcción y reparaciones se decide emplear placas de acero de A-36 de 6,35 mm de espesor. Es necesario comprobar que para las dimensiones elegidas, no se generen esfuerzos locales superiores al límite de fluencia del material, que se indican en el Cuadro 16 y en el Cuadro 17.

Cuadro 16. Propiedades químicas del acero A-36 (Sumiteccr, 2011)

Propiedades mecánicas
Esfuerzo a la fluencia: 250 MPa (36 KSI)
Esfuerzo máximo: 400 MPa (58KSI)
Coefficiente de Poisson: 0,26

Cuadro 17. Propiedades fisicoquímicas del acero A-36 (Sumiteccr, 2011)

Propiedades físico-químicas
Densidad: 7859kg/m ³
Composición: 0.26% C(max), 0,20% Cu (min) 0.40% Si(max), 0.04% P(máx), 0.05% S(máx).

En la Ilustración 39 se muestra la ubicación del acople del disco, que se sujeta con cuatro pernos de cabeza hexagonal a los agujeros del disco de freno, que ya cuentan con rosca interna para la sujeción normal al eje del vehículo.

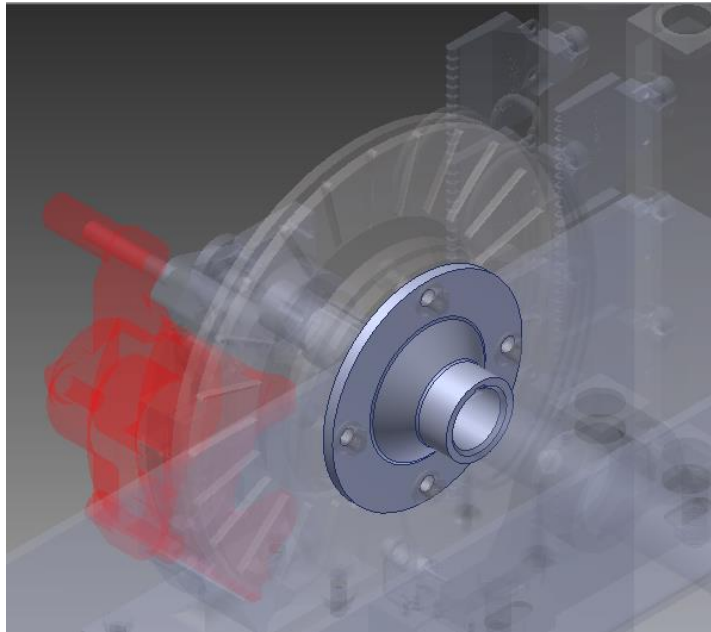


Ilustración 39. Acople disco de freno (Autores, 2014)

Para verificar la integridad del acople cuando en él se someten los esfuerzos como producto del frenado, se ha recurrido al programa o paquete de cómputo COMSOL (v.4.4) que permite elaborar un modelo numérico discreto de un objeto para calcular que permite estimar los esfuerzos elásticos locales en el componente.

Las primeras pruebas numéricas resultaron en esfuerzos locales excesivos, por lo que se rediseñó el componente. Modificando las dimensiones, especialmente el espesor, se obtiene finalmente un acople que satisface los requerimientos resistivos para soportar los esfuerzos que se experimentarán cuando se ejecuten las pruebas de frenado.

Un aspecto relevante al utilizar este programa, es la determinación de las condiciones de frontera, ya que en estas es donde se experimentarán las cargas y reacciones. Una incorrecta selección de estos apoyos y cargas llevará a resultados erróneos. En la Ilustración 40 se resaltan los límites donde se aplican las condiciones de frontera así como la magnitud las fuerzas que actúan sobre el acople al disco.

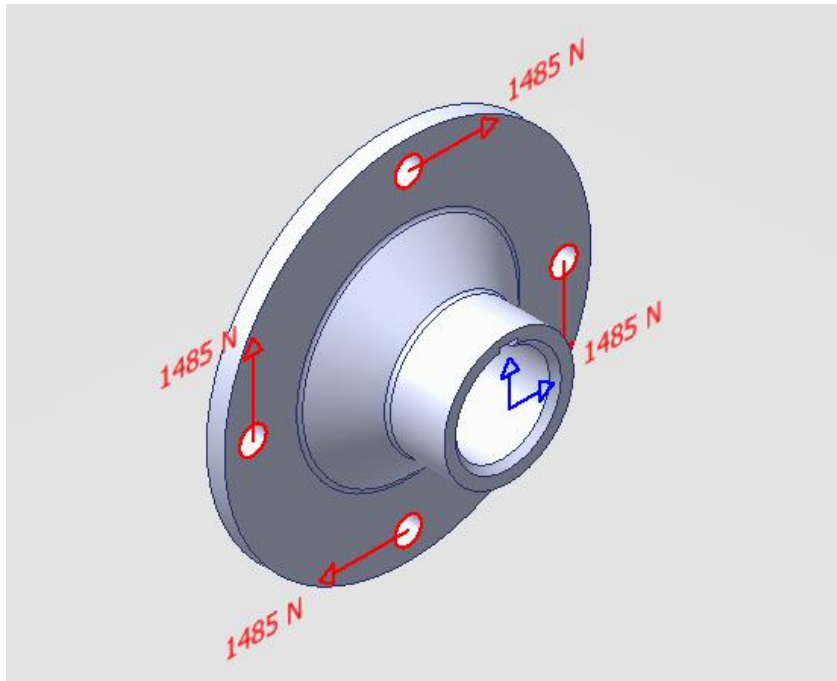


Ilustración 40. Condiciones de frontera del acople al disco (Autores, 2014)

De esta manera se puede comprobar que los esfuerzos generados en el acople del disco no exceden el esfuerzo de fluencia del material empleado, pues el resultado de la Ilustración 41 muestra un esfuerzo máximo de 170,18 Pa el cual es inferior al esfuerzo de fluencia del acero A36. Dentro de estos resultados también se observa los esfuerzos máximos se presentan en los puntos de sujeción al disco de freno.

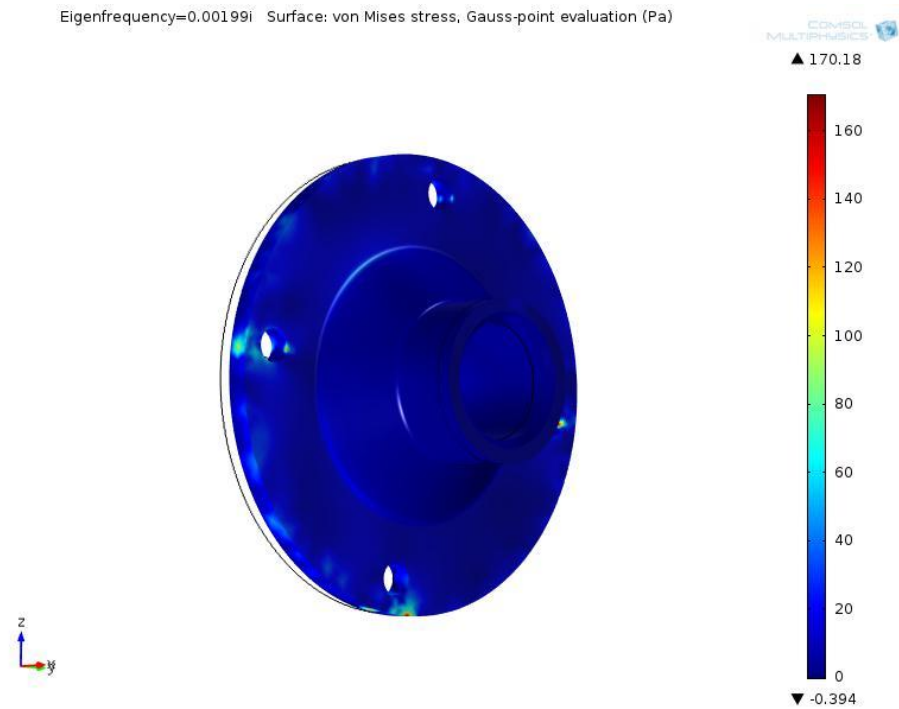


Ilustración 41. Análisis de esfuerzos del acople del disco (Autores, 2014)

3.3.7. Soporte para la prensa

La prensa también cuenta con un sistema de unión a la estructura del vehículo, y en este caso son dos pernos. Con este componente se siguió el mismo procedimiento que para el disco: primero se determinó la morfología de la sujeción de la prensa e integre la celda de carga para la medición de la fuerza de frenado.

En la Ilustración 42 se muestra la ubicación y morfología del soporte para la prensa que se determinó en este caso.

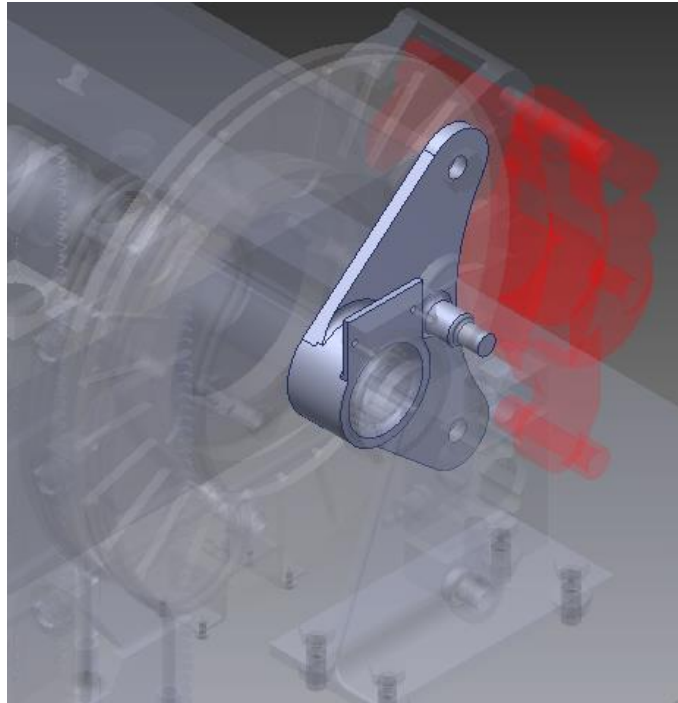


Ilustración 42. Ensamble del soporte para la prensa (Autores, 2014)

Para el soporte de la prensa también se emplea una placa de acero A-36 y se procede a calcular el esfuerzo crítico para verificar que no se exceda el esfuerzo de fluencia del Acero A-36. Este soporte cuenta con un agujero central de 38 mm de diámetro que irá soportado mediante un cojinete al eje central donde está colocado el disco de freno. Esto permitirá asegurar concentricidad entre la prensa y el disco para una correcta aplicación de carga en las dos caras de éste. Cuenta con dos agujeros mediante los cuales se sujetara a la prensa, y con un pasador en el centro en que se monta la celda da carga.

De modo similar, se utilizó el programa COMSOL v.4.3 para la simulación de las cargas que actúan sobre el acople. Se necesitó de un rediseño y selección apropiada de los límites y condiciones de frontera proporcionaron la clave para obtener resultados satisfactorios. En la Ilustración 43 se muestran los límites donde se aplican las condiciones de frontera.

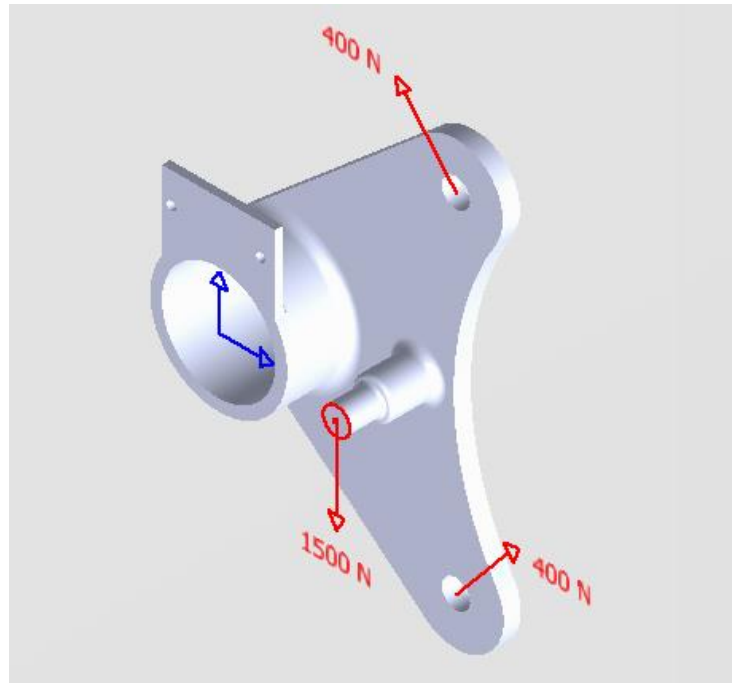


Ilustración 43. Condiciones de frontera del acople a la prensa (Autores, 2014)

En la Ilustración 44 se observa el resultado de dicha simulación, donde el esfuerzo máximo que se presenta es de 183,1 MPa. Este valor está por debajo del límite de fluencia del acero A 36 por lo que el componente no va a presentar fallas por carga estática.

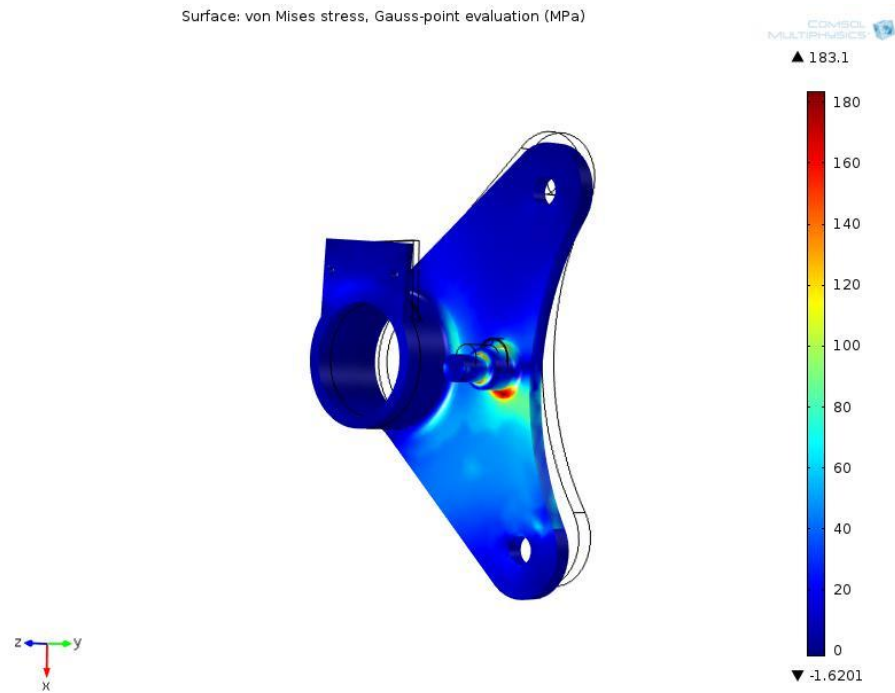


Ilustración 44. Análisis de esfuerzos del soporte de la prensa (Autores, 2014)

3.3.8. Acople para celda de carga

Otro de los sistemas de soporte importantes es el que permite colocar la celda de carga para medir la fuerza de frenado.

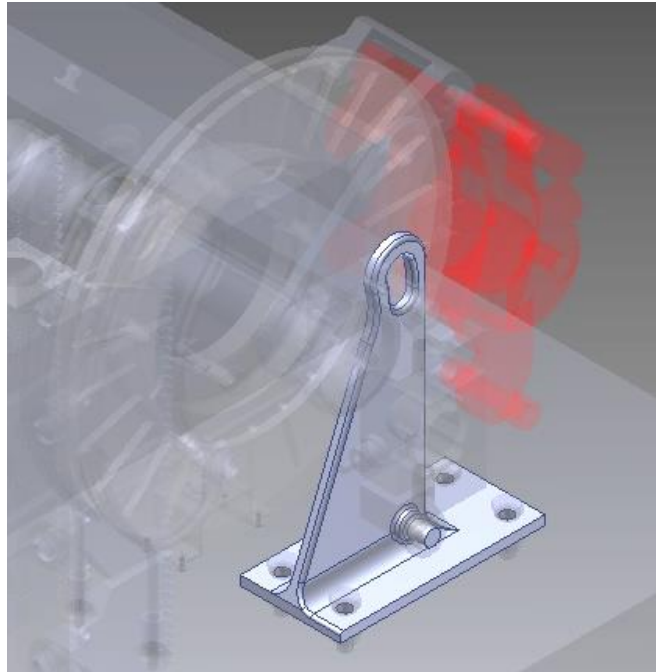


Ilustración 45. Ensamble de acople para galga de fuerza (Autores, 2013)

Como se mencionó anteriormente se emplean placas de acero A-36 de 6,35 mm de espesor y se procede a determinar los esfuerzos críticos. Con la ayuda de paquetes de dibujo como Inventor, AutoCAD, COMSOL, se determinó la morfología del acople que se ajustaba a las necesidades de soporte y a las dimensiones del disco de freno y su prensa, como se ve en la Ilustración 45.

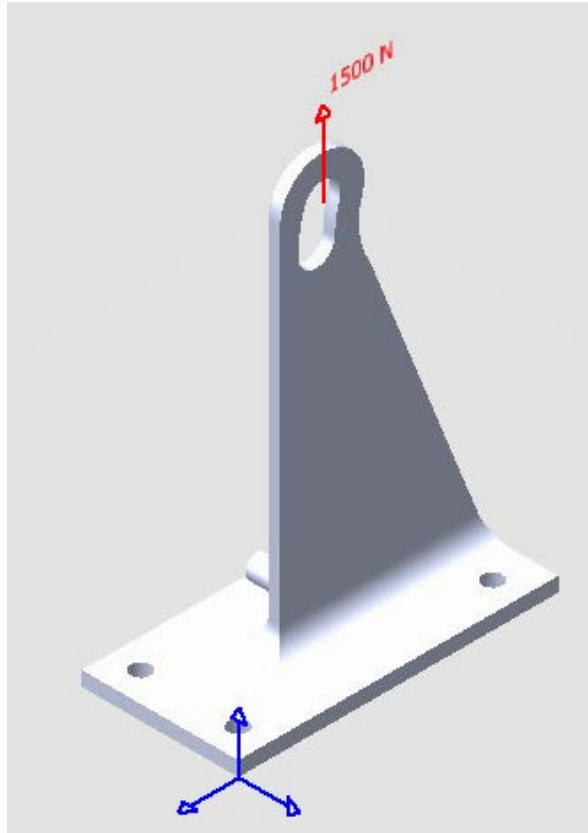


Ilustración 46. Soporte galga (Autores, 2014)

El soporte cuenta con un pin donde se colocara la parte inferior de la galga de medición. Cuenta además con cuatro agujeros en la parte inferior que permitirán acople directo rígido con la base del banco de pruebas. Los resultados obtenidos de COMSOL se muestran en la Ilustración 47, de donde se evidencia que el componente puede resistir las cargas probables. Los esfuerzos máximos locales según el modelo numérico son inferiores a 79,3 MPa, muy por debajo del esfuerzo de fluencia del acero A36.

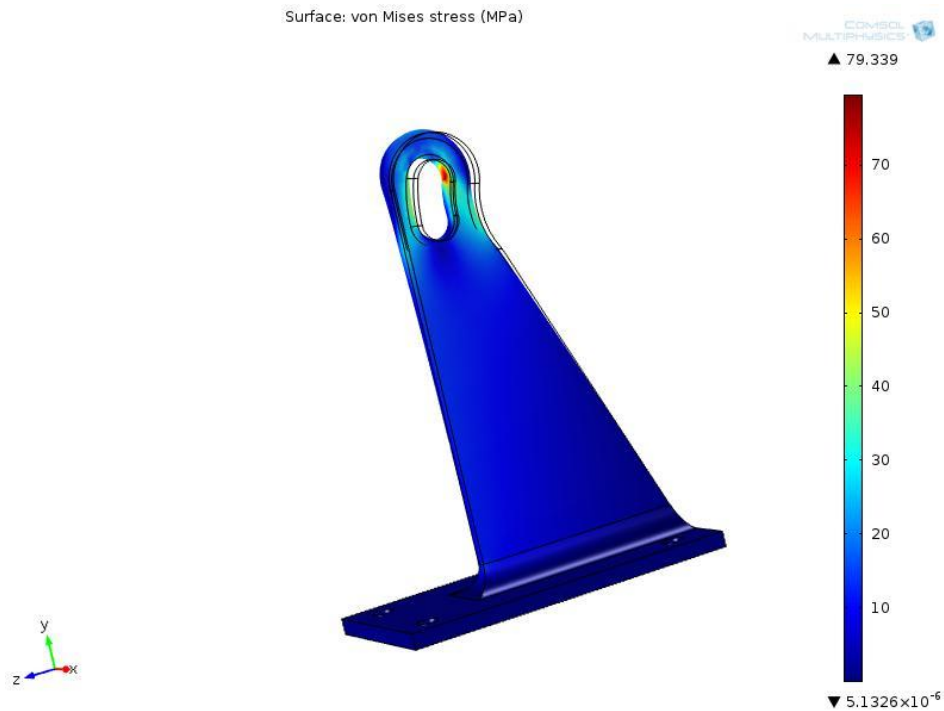


Ilustración 47. Análisis de esfuerzos del soporte de la galga (Autores, 2014)

3.3.9. Presión de frenado y mecanismo de aplicación de carga

Se tiene que la pastilla debe ejercer una fuerza F_I normal al disco de 400 N. Esto se logra mediante el pistón en la prensa, el cual es empujado contra el disco por la presión del líquido de frenos que a su vez es inducida por una fuerza externa en el cilindro maestro. Recordando que:

$$P = \frac{F}{A} \quad (3.8)$$

Donde P es la presión del líquido, F es la fuerza ejercida, y A es el área sobre la cual se ejerce la fuerza. En este caso, sabiendo que el diámetro interno del pistón de la prensa Φ_1 es de 42,7 mm, y por lo tanto, el área en la que se ejerce la fuerza es de 0,01432 m², se concluye que la presión hidráulica es de 279,33 kPa. Utilizando como base el principio de Pascal, se sabe que esta presión será la misma en el pistón

del cilindro maestro, el cual tiene un diámetro interno Φ_2 de 25,4 mm. Llamando a la fuerza que se debe ejercer en este pistón F_2 , se tiene que

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (3.9)$$

Simplificando la expresión de área y despejando se tiene que la fuerza F_2 se obtiene de la siguiente ecuación:

$$F_2 = \frac{(F_1 \cdot \Phi_2^2)}{\Phi_1^2} \quad (3.10)$$

Sustituyendo con los valores conocidos de todos los parámetros de esta ecuación, se obtiene el resultado.

$$F_2 = \left(\frac{400N \cdot (0,0254m)^2}{(0,0427m)^2} \right) = 141,54N \quad (3.11)$$

Por lo tanto, la fuerza externa que se debe ejercer sobre el pistón del cilindro maestro es de 141,54 N. Para la aplicación de esta fuerza se desarrolló el mecanismo de la Ilustración 48 que permite regular la fuerza efectiva sobre el cilindro maestro variando la posición de la masa. Dicho mecanismo cuenta con una barra circular de 25,4 mm de diámetro con una longitud de 500 mm; para el caso en que el cilindro maestro se encuentre a 100 mm del apoyo, y la masa a 400 mm de dicho pivote, la masa requerida sería de 3,28 kg. Para aplicar la carga se emplea un cilindro neumático, de manera que cuando retraiga su vástago, libera la palanca para que aplique la carga sobre el cilindro maestro. Para asegurar que la carga sobre el cilindro

es la correcta antes de iniciar el protocolo se deberá calibrar la fuerza desplazando la masa sobre la barra hasta obtener la lectura de presión correspondiente.

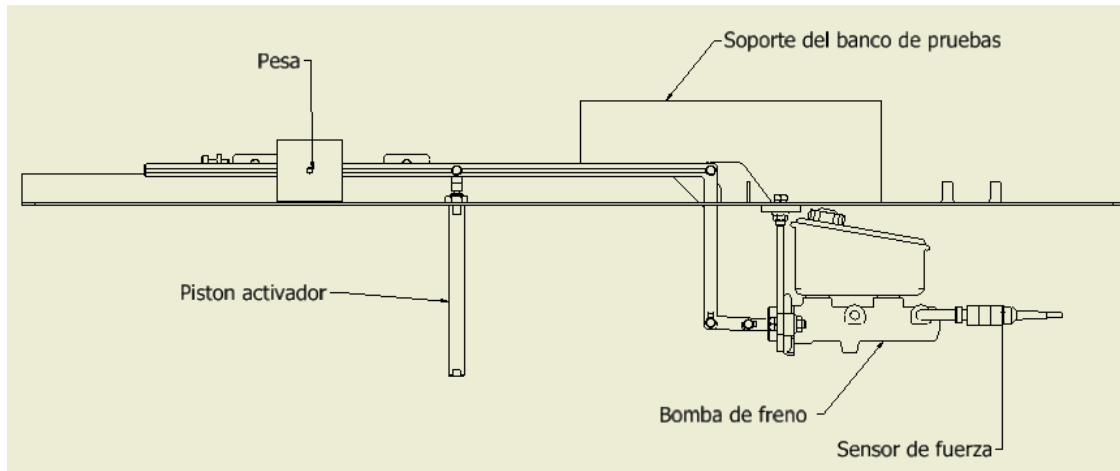


Ilustración 48. Esquema del mecanismo activador del cilindro maestro (Autores, 2014)

Conociendo el dato de carga que debe soportar el cilindro activador y fijando características particulares del cilindro como los son la carrera y el diámetro del embolo se eligió del cilindro de la, que corresponde al modelo EG-12 de la marca FESTO y cuenta con una capacidad de levantar hasta 68 N lo que corresponde al peso de una masa de 6,93 kg.

Cuadro 18. Selección cilindro neumático (Festo, 2014)

Característica	Propiedades
Carrera	1 ... 80 mm
Diámetro del émbolo	12 mm
Amortiguación	Sin amortiguación
Detección de la posición	sin
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	2 ... 8 bar
Modo de funcionamiento	de simple efecto compresión
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Fuerza teórica con 6 bar, avance	68 N
Conexión neumática	G1/8

Para la activación de este cilindro se seleccionó la electroválvula modelo **VSVA-B-T32H-AH-A1-1AC1** de la marca Festo, que tiene la capacidad de operar en el ámbito de los 200 kPa (2 bar) hasta los 1 MPa (10 bar).

3.3.10. Sistema de enfriamiento

Para dimensionar el sistema de enfriamiento se debe conocer la cantidad de calor que es posible extraer gracias a la acción del disco autoventilado. Para ello se toman los datos expuestos en el protocolo de prueba y mediante la ecuación (2.42) se obtiene que el calor generado por la acción de frenado de una muestra con el disco es de 2,04 kW (2,74 hp). Por lo tanto el calor total generado por ambas muestras es de 4,08 kW (5,48 hp), lo que es de esperarse ya que se ha supuesto que toda la energía de frenado se disipa en forma de calor asumiendo un coeficiente de fricción unitario como referencia crítica.

Dado que el calor generado se extraerá en el banco de pruebas de dos maneras (por la acción del disco autoventilado y por inyección de aire), se analizan ambos escenarios.

Para el primer escenario, mediante la acción del disco autoventilado, se indican las siguientes suposiciones: los álabes del disco cuentan con un ángulo óptimo de desempeño de $56,16^\circ$, según lo establece (Martinez Krahmer, Maceira, Paredes, & G, 2000); y que las propiedades del aire dentro del disco varían linealmente por lo que se utilizan condiciones promedio de las condiciones del aire a la entrada y a la salida de este fluido. La velocidad de giro permanece constante en toda la duración de la prueba y el aire permanece incompresible dentro del álabe, por lo que el flujo volumétrico permanece constante.

Una vez establecidas las suposiciones, se miden las dimensiones de la cavidad interior (localizada entre dos álabes) tanto a la entrada como a la salida del aire. Conociendo la velocidad de giro así como el diámetro interno del disco es posible determinar la velocidad lineal a la entrada de la cavidad. Posteriormente se calcula la velocidad con que ingresa el aire a la cavidad (4,99 m/s). Para este paso fue necesario construir un triángulo de velocidades como el que se muestra a continuación,

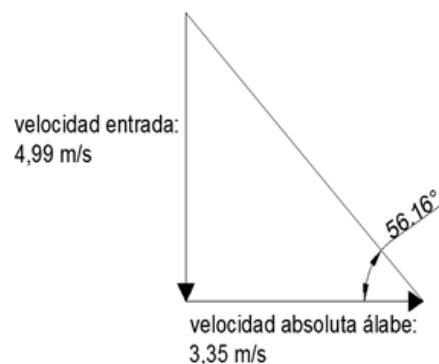


Ilustración 49. Triángulo de velocidades (Autores, 2014)

De este modo se obtiene el caudal de aire que fluye entre cada par de alabes ($0,0004 \text{ m}^3/\text{s}$) y la velocidad con que sale ($2,98 \text{ m/s}$).

Posteriormente se determina el número de Reynolds (que es de 1 108 a esta velocidad y perfil), donde las propiedades del aire se evalúan a condiciones promedio ya que el número de Nusselt varía a lo largo de la cavidad. Conociendo el número de Reynolds se determina el número de Nusselt corregido utilizando la Ilustración 20. La ecuación (2.53) permite extraer el valor del coeficiente de convección ($35,33 \text{ W/m}^2\text{K}$).

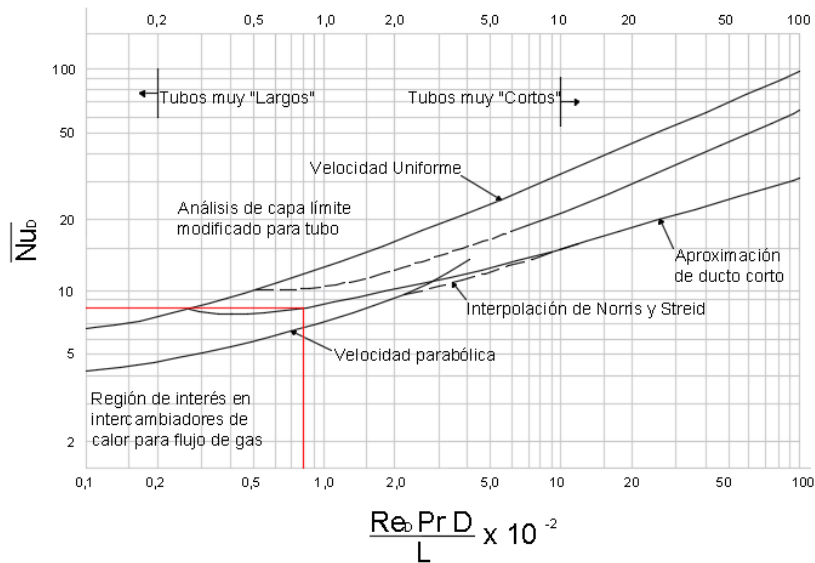


Ilustración 50. Número de Nusselt corregido (Lillo Harún, 2006)

Calculando el área interna de cada cavidad y contando la cantidad de alabes (36) y de cavidades (36) que presenta el disco de freno de referencia, se estima que el calor total podría extraerse en esas condiciones de un disco autoventilado es de aproximadamente 1 506 W.

Para el segundo escenario, donde se desea inyectar aire para enfriar el disco sobre las caras externas, se consideran las siguientes suposiciones: el disco de freno se comporta como si fuera una placa plana de longitud igual a su diámetro: no interviene el efecto de enfriamiento por el concepto de convección rotacional ni frontal. Se considera el caso crítico en el que el calor total generado debe extraerse mediante este método sin considerar el calor extraído mediante la convección interna. Además, la temperatura del aire a la salida del soplador y de las boquillas se encuentra a temperatura ambiente.

Aclarando las suposiciones anteriores, se toma el valor del calor total generado ya calculado de 4 084 W y se le resta el calor que se extraerá por el interior del disco,

dejando como resultado un calor de 1 289 W por extraer en cada una de las caras del disco. Tomando en cuenta el área de una cara del disco y las temperaturas del aire a la entrada (20 °C) y de la superficie de la cara (343 °C), se determina que el coeficiente de convección tendría que ser de 88,31 W/m²K según la ecuación (2.43).

Utilizando la ecuación (2.56) suponiendo un número de Reynolds de transición de 100 000 y evaluando los demás parámetros a condiciones promedio de temperatura, se desarrolla la ecuación y en conjunto con la ecuación (2.57) se determina el número de Reynolds de la capa límite (604 347), lo cual muestra que solo el primer 17% de la capa límite se encuentra dentro del régimen laminar.

Las propiedades del aire utilizadas se tomaron del Cuadro A-15 (Cengel, 2007) y se muestran a continuación:

Cuadro 19. Propiedades del aire (Cengel, 2007)

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Calor específico Cp (J/kg K)	Conductividad térmica k (W/mK)	Difusividad térmica α (m ² /s ²)	Viscosidad dinámica μ (kg/ms)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	# Prandtl Pr
20	1.2040	1007	0.02514	2.074E-05	1.825E-05	1.516E-05	0.7309
300	0.6158	1044	0.04418	6.871E-05	2.934E-05	4.765E-05	0.6935
343	0.5733	1054	0.04679	7.749E-05	3.078E-05	5.376E-05	0.6937
350	0.5664	1056	0.04721	7.892E-05	3.101E-05	5.475E-05	0.6937
T prom	0.8887	1030.66	0.03596	4.912E-05	2.451E-05	3.446E-05	0.7123
						Pr ^{1/3} :	0.893

De la ecuación (2.54) se obtiene la velocidad del aire la cual es de 43 m/s. Conociendo esta velocidad es posible seleccionar el dispositivo que inyecta el aire, así como el compresor.

Respecto al dispositivo de inyección se ha seleccionado la siguiente configuración de accesorios mostrada en el Cuadro 20. La selección de dicho conjunto de componentes corresponde a criterios tales como reducción de ruido hasta en un

50%, reduciendo la cantidad de aire comprimido en un 30% en comparación con otros equipos convencionales de aire comprimido, lo que significa un ahorro de energía y costos monetarios de operación. Además, el equipo seleccionado cuenta con certificados de cumplimiento de normativas en materia de seguridad, disminuyendo riesgos sanitarios. En especial interés, el equipo propuesto posee una característica que sobresale de entre las demás, y es la disponibilidad de un afinador de caudal a la salida de las boquillas, permitiendo lograr de este modo un ajuste más preciso según las necesidades de enfriamiento al deberse de un equipo a operar en un ambiente de laboratorio controlado.

Cuadro 20. Accesorios marca Silvent para inyección de aire (Autores, 2014)

Accesorio	Cant.	Modelo Ref.	Detalle
Colector de aire	2	374F	Con conexión de 3/4 de pulgada para el acople de la manguera proveniente del soplador El colector cumple la función de un múltiple de distribución (manifold).
Válvula	2	OGV	De 3/4 de pulgada (ref. OGV), que permite el paso o cese del caudal de aire.
Boquilla de inyección	8	973	Con conexión de 1/4 de pulgada. Cada boquilla cuenta con un regulador de presión que sirve como ajuste fino para el caudal que se entregará.
Rótula Ajustable	8	PSK14	Con conexión de 1/4 de pulgada que permite direccionar el flujo y de este modo asegurar una distribución uniforme sobre la cara del disco.
Base magnética doble	1	2222	Una base magnética doble puede soportar dos colectores de aire.
Placa de fijación	1	2911	Una sola placa fija la base magnética doble.

Consultando con el catálogo digital del fabricante se obtiene el modelo en CAD del sistema de inyección de aire mostrado en la Ilustración 51, que corresponde a la boquilla seleccionada, en donde se mide el área libre de cada una (0,0002 m²),

obteniendo un caudal por boquilla de $0,0094 \text{ m}^3/\text{s}$ (aprox. $20 \text{ ft}^3/\text{min}$ a 1 atmósfera) a una presión mínima $275 \text{ kPa}_{\text{man}}$ (40 psig). Considerando la cantidad total de aire requerida por las seis boquillas se establece la necesidad de contar con un suministro de aire de al menos $0,075 \text{ m}^3/\text{s}$ (aprox. $119 \text{ ft}^3/\text{min}$ a 1 atmósfera)

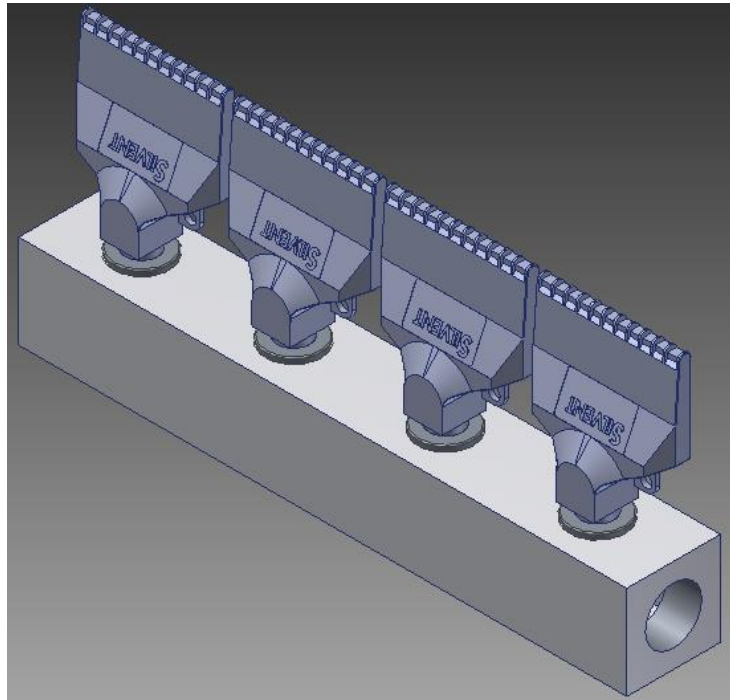


Ilustración 51. Sistema de inyección de aire (Autores, 2014)

Contando con el dato de caudal mínimo requerido es posible seleccionar un compresor cuya capacidad sea igual o superior al requerido. Para el caso del banco de pruebas se selecciona un compresor marca ABAC con una capacidad de aire comprimido de $0,0065 \text{ m}^3/\text{s}$ ($13,8 \text{ ft}^3/\text{min}$), con una presión de $101 \text{ kPa}_{\text{abs}}$ ($10 \text{ bar}_{\text{abs}}$; $160 \text{ psi}_{\text{abs}}$). A continuación se muestra el compresor seleccionado.



Ilustración 52. Compresor seleccionado (Abac, 2014)

3.3.11. Sistema de calentamiento

Para calentar una sección del disco de freno reducida que simule el calentamiento producido por la fricción con la pastilla de freno, se propone utilizar un sistema de calentamiento por inducción. Para esta sección, se utilizan las propiedades de la fundición gris que se definieron en el Cuadro 2.

Se sabe que la pastilla tiene un área de contacto con el disco de $0,0254^2 \text{ m}^2$ y que ésta se encuentra a un radio de $0,0956 \text{ m}$, además por la rotación del disco se asume que el contacto se da en un anillo con el radio antes mencionado, y por ambos lados del disco. Tomando en cuenta que el espesor que se va a calentar va a ser de $0,1 \text{ mm}$ como máximo, se aproxima que el volumen V de la sección del disco que entra en contacto con las pastillas de frenos es de $3,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$. Ahora, conociendo que la densidad del material, se calcula la masa de esa sección del disco,

$$m = V \cdot \rho \quad (3.12)$$

$$m = (3,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) \cdot 7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3.13)$$

$$m = 2,20 \text{ kg} \quad (3.14)$$

Con la resistividad eléctrica y la permeabilidad magnética relativa, se puede despejar la ecuación para calcular la frecuencia necesaria para calentar superficialmente esa sección del disco, con la condición de que el espesor δ que se caliente sea de 0,1mm.

$$f_{Hz} = \left(\frac{503}{\delta} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{res.elec}}{\mu_{perm.mag}} \right) \quad (3.15)$$

$$f_{Hz} = 189,5 \text{ kHz} \quad (3.16)$$

Conociendo esta corriente, se selecciona un equipo cuyo ámbito de trabajo sea adecuado. Se escoge el sistema EASYHEAT modelo 0112, de la marca Ambrell, el cual tiene las siguientes características:

Cuadro 21. Selección de equipo de inducción (Ambrell, 2014)

Especificaciones			
Modelo	0112	0224	Unidades
Potencia terminal RF	1.2	2.4	kW
Potencia de línea de CA	1.6	3.3	kVA
Protección línea de CA	15	15	A
Frecuencia	150 - 400		kHz

Ahora, con la potencia $Pot_{inducción}$ del equipo determinada, y conociendo tanto la masa $m_{material}$ que se calentará como el calor específico del material $C_{p_{material}}$, se puede determinar la razón de calentamiento.

$$\frac{\Delta T}{t} = \frac{Pot_{inducción}}{m_{material} \cdot C_p} \quad (3.17)$$

Con estas condiciones, finalmente se determina que el equipo podrá calentar la sección del disco a una razón de 107,1 K/s. En cuanto a la forma que debe tener la bobina para el adecuado calentamiento de disco, se ha desarrollado la bobina que se muestra en la Ilustración 53.



Ilustración 53. Bobina para sistema de calentamiento por inducción (Autores, 2014)

En la Ilustración 54. Ensamble bobina para sistema de calentamiento (Autores, 2014) se detalla la ubicación de la bobina en el banco de pruebas. Este sistema es capaz de calentar la región superficial que se encuentra dentro del embobinado; en vista de ello, para el adecuado calentamiento de la totalidad de la superficie del disco, deberá estar girando como se indica en el protocolo de prueba.

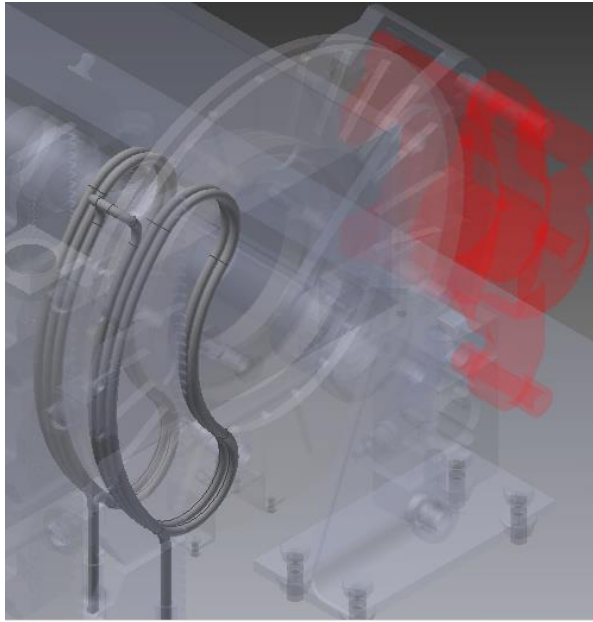


Ilustración 54. Ensamble bobina para sistema de calentamiento (Autores, 2014)

3.4. Selección de instrumentación

La selección apropiada de la instrumentación en este proyecto, es de gran importancia ya que tanto el banco de pruebas como el protocolo propuesto demandan el control y medición de ciertos parámetros tales como velocidad, cargas, temperatura, masas, entre otros, necesarios para garantizar el correcto funcionamiento.

La instrumentación es definida como el “...conjunto de instrumentos que hacen posible la medida de una variable física particular y... a la disciplina que estudia las técnicas de diseñar, construir y utilizar correctamente los sistemas de medida.” (Planas Rosselló, 2000).

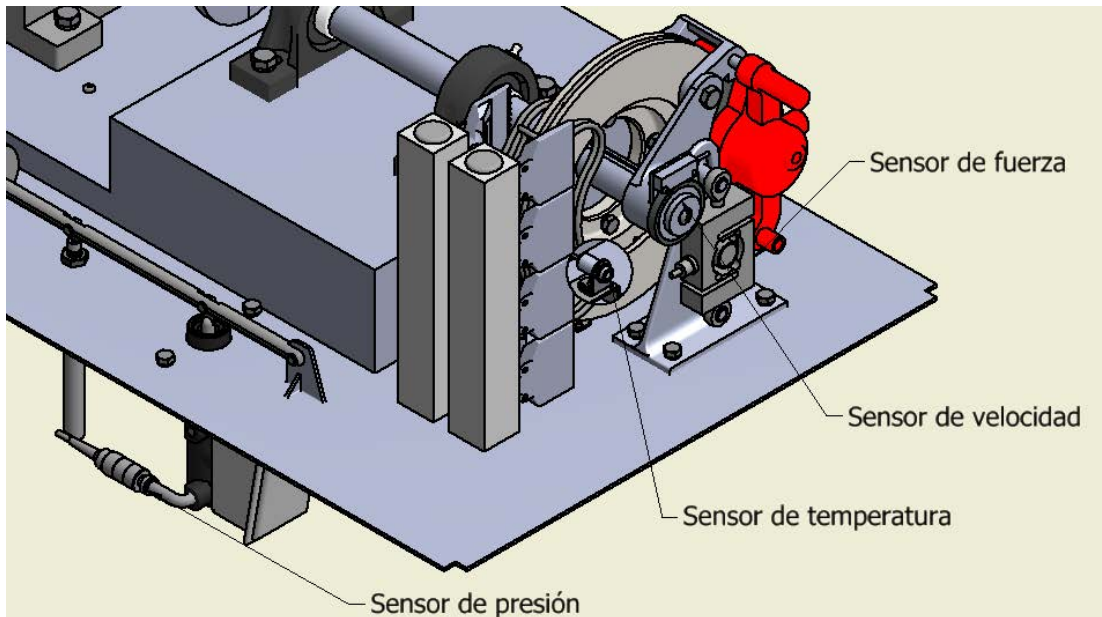


Ilustración 55. Ubicación de sensores (Autores, 2014)

En esta sección se describen los instrumentos de medición seleccionados en el banco de pruebas propuesto, en la Ilustración 55 se muestra la ubicación de cada uno de ellos y se detallan en las secciones siguientes.

3.4.1. Sensor de fuerza

Este componente se empleará para realizar la medición de fuerza de frenado que resulta de la aplicación de carga sobre las pastillas de freno. Por un lado se determinó que la carga máxima que se debe medir es de 1 500 N en la condición crítica conservadora de coeficiente de fricción igual a 1. Además, según la norma SAE J661 se establece que el límite de precisión en los instrumentos de medición sea de un 2% de la escala de medición del instrumento.

Tomando en cuenta estos datos y los sistemas de acople que se han diseñado para soportar la celda de carga, se ha decidido emplear un transductor de fuerza de morfología tipo "S" de la marca HBM, con una capacidad de medición de hasta 50 kN

en el modelo S9M. Este tipo de transductor, diseñado para trabajo a tensión cuenta con la ventaja que corrige la alineación de carga, y por la morfología que cuenta el banco de pruebas, hace de esta celda idónea para su utilización (Rice Lake, 2014). Este tipo de transductor presenta gran disponibilidad comercial en ámbito de capacidad. Se ha seleccionado dentro del modelo S9M el sensor con capacidad de medición de 2 kN.

Cuadro 22. Selección de sensor de fuerza (HBM, 2014)

Specifications (data per VDI/VDE 2638 standards)

Type	S9M							
Accuracy class	0.02							
Nominal (rated) force (F_{nom})	kN	0.5	1	2	5	10	20	50
Nominal (rated) sensitivity (C_{nom})	mV/V	2						
Relative sensitivity error (tensile/compressive) (d_c)	%	< ± 0.25						
Relative sensitivity variation tensile/compressive (d_{zd})	%	< ± 0.1						
Relative zero signal compensation ($d_{s,o}$)	%	< 5						
Relative reversibility error 0.2 F_{nom} ... F_{nom} (u)	%	0.02						
Linearity error (d_{lin})	%	0.02						
Temperature coefficient of sensitivity (TK_C)	% / 10 K	0.02						
Temperature coefficient of zero signal (TK_0)	% / 10 K	0.02						
Relative creep over 30 min. (d_{cr+E})	%	± 0.02						
Effect of lateral forces (lateral force 10% F_{nom}) ¹⁾ (d_Q)	%	± 1						
Input resistance (R_e) (nominal)	Ω	389 \pm 15						
Output resistance (R_a)	Ω	350 \pm 1.5						
Insulation resistance (R_{iso})	G Ω /100 V	> 2						
Reference excitation voltage (U_{ref})	V	5						
Nominal supply voltage range ($B_{U,GT}$)	V	0.5 ... 12						

Para el sistema de sujeción al banco de prueba, en la Ilustración 56 se muestra la geometría de las terminales de este modelo. Cada una cuenta con una rótula que asegura que las cargas aplicadas al sensor estén en dirección de la línea de centros. Esto es necesario para evitar distorsión de las mediciones y daños permanentes en las secciones que llevan las galgas.

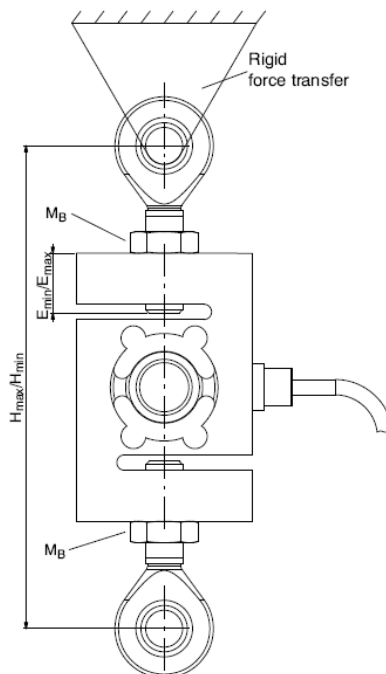


Ilustración 56. Sistema de sujeción sensor de fuerza (HBM, 2014)

3.4.2. Sensor de temperatura

El protocolo de prueba necesita evidencia precisa de las temperaturas de los componentes activos del banco de pruebas, para lo que se emplearán sistemas de contacto directo para los estáticos y de infrarrojos para los que se encuentran en movimiento.

Para la selección de los sensores de temperatura se debe tomar en cuenta el ámbito de temperatura que establece el protocolo de prueba, donde la menor temperatura corresponde a la temperatura ambiente al inicio de las pruebas de alrededor de 23 °C y la máxima en 343 °C. También los sensores deben cumplir con un límite de precisión del 2% de su escala en los valores que registre. El modelo thermoMETER CTP7 de MICRO-EPSILON es una buena opción para el caso del sensor de temperatura por infrarrojo dado que su ámbito de medición va de 0 °C hasta los 500 °C.

Cuadro 23. Selección sensor de temperatura infrarrojo (MICRO-EPSILON, 2014)

Model	CTP-7SF10-C3
Optical resolution	10:1
Temperature range ¹	0 to 500°C
Spectral range	7.9µm
System accuracy ²	<1% or <1.5°C
Repeatability ²	<0.5% or <0.5°C
Temperature resolution	<0.5°C
Response time	150ms
Emissivity/gain ¹	0.100 to 1.100
Transmissivity/gain ¹	0.100 to 1.100
Signal processing ¹	Peak hold, valley hold, average; extended hold function with threshold and hysteresis

En el caso de los equipos que se encuentran estáticos se emplean sensores de temperatura de contacto, en particular del tipo termopar. Los ámbitos de temperatura son similares a los del caso anterior, así como el límite de precisión que establece la norma (SAE, 2012) de 2% de la escala de medición. En la Ilustración 57 muestra la selección que se realizó de la marca WATLOW, que es un termopar para mediciones de -200 °C y los 650 °C, con una morfología que permite colocarlo sobre cualquier superficie.

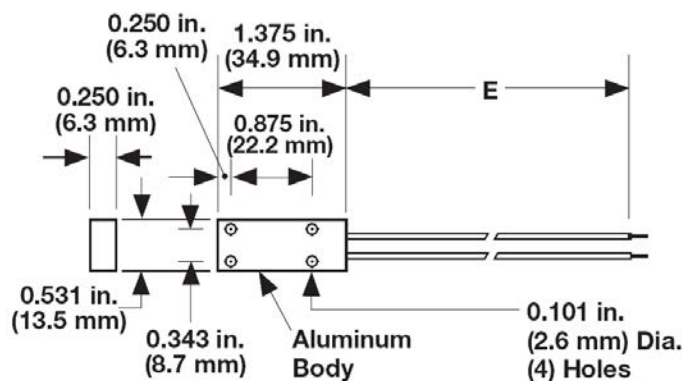


Ilustración 57. Selección de sensor de temperatura (WATLOW, 2014)

3.4.3. Sensor de velocidad angular

En el protocolo de prueba se estableció una velocidad de prueba de 510 rev/min ± 10 rev/min, la que se debe mantener constante mientras se aplica carga sobre las pastillas de freno. Para documentar la estabilidad de esta velocidad (y en un futuro implementar un sistema de control realimentado) es necesario realizar la medición de la velocidad real de giro del banco de pruebas. Para realizar esta medición se emplea un sensor de velocidad angular, este sensor se conforma de partes como se muestra en la Ilustración 58, una de las partes se conecta a al componente que se encuentra rotando mientras que el otro componente se fija en una sección estática para registrar la cantidad de giros del primer componente. En el caso del banco de prueba la sección giratoria se conecta al eje como se aprecia en la Ilustración 55 mientras que el componente que se debe mantener estático se soporta en el soporte de la prensa.



Ilustración 58. Sensor de velocidad (Baumer, 2014)

En el Cuadro 24 se muestran las características del modelo MEFK 10G2124 de la marca Baumer que corresponde al modelo seleccionado,

Cuadro 24. Selección sensor de velocidad (Baumer, 2014)

<i>EcoSpin</i> magnetic sensor	MEFK 10G2124
voltage supply	8 ... 28 VDC
max. measuring steps*	2880 steps at 4-fold evaluation
max. switching frequency*	2,0 MHz
system accuracy	± 0,8°
jitter	± 20%
output circuit	A/B channel with push-pull output
protection class	IP 67
temperature range	-25 ... +85 °C
connection	cable PUR 4 x 0,25

3.4.4. Sensor de presión

Otro de los parámetros que debe ser controlado es la carga de 400 N que se aplica sobre cada una de las muestras de pastillas de freno, como se mencionó anteriormente esto se realiza empleando un actuador automático retroalimentado por un sensor de presión hidráulica. La selección del sensor es función de los ámbitos de presión en los cuales deben realizar las mediciones, la precisión demandada y las características químicas del fluido hidráulico. Un dato importante en este caso particular es el comportamiento químico que se presente cuando entra en contacto con el líquido de freno. En secciones anteriores se determinó que la presión del líquido de freno debería de ser de 279,33 kPa.

Tomando estos datos en cuenta se decide emplear el modelo P31C de la marca HBM, clasificado como de clase industrial, con propiedades resistentes a la corrosión. Para emplear este transductor se selecciona el modelo de menor tamaño, capaz de medir presiones positivas inferiores a 1 MPa. En el Cuadro 25 se muestran las características del componente seleccionado.

Cuadro 25. Selección de sensor de presión (HBM, 2014)

Specifications per DIN 16086

Type		1-P3IC / P3ICP										
Accuracy class		0.2	0.15	0.2	0.15	0.1		0.2				
Mechanical input quantities												
Pressure type		absolute pressure										
Measuring range, 0 bar ...	bar	10	20	50	100	200	500	750	1000	2000	2500	3000
Initial value	bar	0										
Mechanical values per VDI/VDE 2600, related to full scale value												
Operating range at reference temperature	%	0 ... 200					0 ... 150					
Overload limit at reference temperature	%	250					200					
Test pressure	%	250					100		200		150	
Permissible pressure at dyn. load	%	70										
Permissible oscillation width at dyn. load per DIN 50 100	%	70										
Dead volume	mm ³	2000					800			900		
Control volume	mm ³	9	7				1.5					

En cuanto a su ubicación se coloca en uno de los dos puertos con los que cuenta el cilindro maestro de esta manera se obtiene una medición clara desde la fuente que genera la presión.

3.4.5. Sistema de control y adquisición de datos

Cada uno de estos sensores emite señales eléctricas que pueden alimentarse a interfaces individuales o bien a un sistema central que lleve un registro histórico en formato digital. Esto es especialmente importante para reducir considerablemente la cantidad de lecturas manuales, lo que requiere intervención atenta de los operadores.

Los sistemas que cumplen con la descripción mencionada se llaman genéricamente como “*Sistemas de Adquisición de datos*” o bien por sus siglas en inglés DAQ.

Estos sistemas DAQ obtienen una o varias señales eléctricas provenientes de sensores de salida continua (analógicos) y las procesan para convertirlo en una señal digital (un bus de datos) en un formato normalizado. Esta información puede

transferirse a un computador para su proceso posterior, visualización y documentación formal.

De modo inverso, los sistemas DAQ pueden además proveer una señal de control digital generada en un programa partiendo de datos preestablecidos, lo que puede activar actuadores que resultan en una señal análoga o evento físico. Estos sistemas se conocen como SCADA por las siglas de su denominación en inglés *Supervisory Control and Data Acquisition*. En la Ilustración 59 se muestra el diagrama conceptual del funcionamiento de un sistema de adquisición de datos con control y supervisión de procesos.

El banco de pruebas puede aprovechar este tipo de sistema para recibir las señales provenientes de mediciones, como la temperatura del disco, que convertida a una señal digital puede usarse en un ciclo de control retroalimentado. Como esta temperatura es la que determina las transiciones en el protocolo de pruebas, sería la señal que se usaría en los algoritmos de control para la activación del cilindro neumático, el sistema de calentamiento y el sistema de enfriamiento.

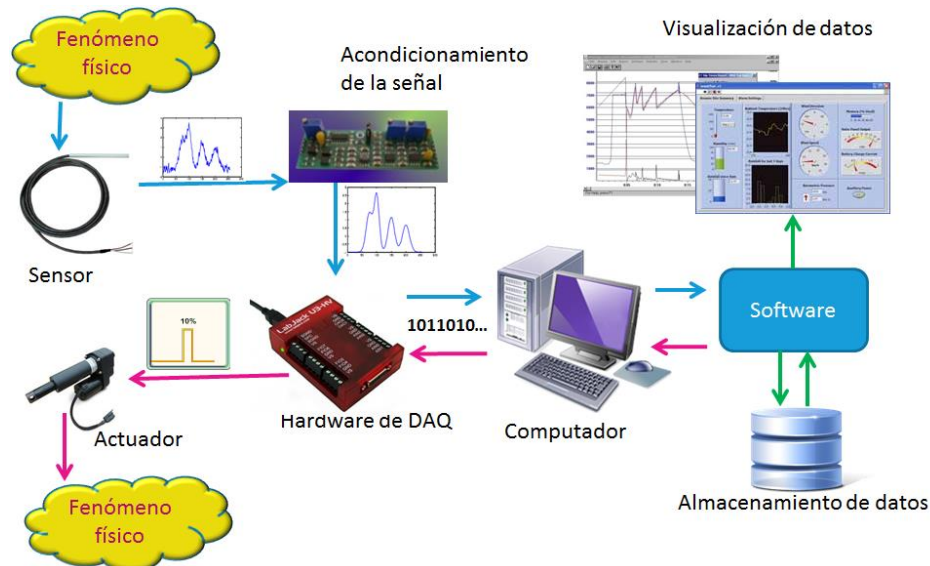


Ilustración 59. Sistema de adquisición de datos con control y supervisión de procesos (Genexus, 2014)

Para elegir los sistemas de adquisición de datos y control hay que contemplar los tipos de señales de los sensores, cuyas características principales se muestran en el Cuadro 26.

Cuadro 26. Resumen de señales de control (Autores, 2014)

Elemento	Señal (mA)	Señal V)	Marca	Modelo
Sensor de temperatura infrarrojo		0-10	MICRO-EPSILON	CTP7
Sensor de temperatura termopar 01	4-20		WATLOW	
Sensor de temperatura termopar 01	4-20		WATLOW	
Sensor de presión		0-10	HBM	P31C
Sensor de velocidad encoder		8-28	BUMER	MEFK 10EcoSpin
Sensor de fuerza		0-10	HBM	S9M
Señal para válvula neumática		24	FESTO	VSVA-B-T32H-AH-A1-1AC1

En consideración las señales se elige un controlador tipo PLC modelo CompactLogix 5370 L2 (número de parte **1769L24ERQBFC1B**) de la marca *Allen-Bradley*. Las características de este controlador se muestran en el Cuadro 26. Además, se debe agregar un módulo de extensión de entradas para que procese las señales análogas (modelo **1769IF4I** del mismo fabricante). Entre las características importantes es que cuenta con puertos de comunicación Ethernet para facilitar su conexión a un computador personal que almacene los datos adquiridos.

Cuadro 27. Especificaciones CompactLogix 5370 L2 (Rockwell Automation, 2014)

	1769-L24ER-QB1B	1769-L24ER-QBFC1B	1769-L27ERM-QBFC1B
Memoria de usuario	750 KB	750 KB	1 MB
Tareas del controlador	32	32	32
Programas por tarea	100	100	100
Control de movimiento integrado	--	--	Eje de lazo de posición de movimiento CIP de 4 ejes
Tamaño de formato	115 mm de ancho x 118 mm de alto x 105 mm de profundidad	140 mm de ancho x 118 mm de alto x 105 mm de profundidad	
Homologaciones	cULH (Clase I División 2), KCC/UL (UL 508), ULH (Clase I y II, División 2 y Clase III, Divisiones 1 y 2)/ ATEX, CE, C-Tick/homologación Naval y GOST en 2012		
Módulos expansores locales	4	4	4
E/S incorporadas	16 entradas digitales 16 salidas digitales	16 entradas digitales/16 salidas digitales, 4 entradas analógicas universales, 2 salidas analógicas, 4 canales HSC	
Puntos de E/S de expansión locales	160	160	160
Adiciones de módulos de comunicación	DeviceNet con 1769-SDN o de otros fabricantes		
Tarjeta de memoria Flash	Clasificación industrial y tarjeta de memoria Secure Digital (SD) certificada (1 y 2 opciones); todos los controladores se envían con tarjeta de 1 GB		
Servovariadores (lazo de posición CIP)	--	--	4
Nodos IP de E/S Ethernet	8	8	16
Ejes virtuales	100	100	100
Retroalimentación solamente, par, velocidad, Vhz (variadores de movimiento CIP máx.)	--	--	16
Ejes/ms	--	--	2
Compatibilidad con Kinematics	--	--	sí
Software/Firmware	RSLogix 5000 V20 y firmware RSLinx Classic V2.59 v20.1x o posterior		

Entre los componentes también se tiene previsto usar un variador de frecuencia para mantener la velocidad del motor constante. Esto mediante un lazo de control retroalimentado, ya que el variador permite compensar los cambios de velocidad debido a las variaciones en la carga aplicada sobre el motor, correspondientes a los ciclos de aplicación de carga sobre las pastillas y a las variaciones en la fuerza de fricción debido al cambio del coeficiente de fricción con la temperatura durante el transcurso de la prueba. Además la incorporación de un variador de frecuencia garantiza un control verdadero y robusto de la velocidad, compensa picos de corriente en las líneas de alimentación que alterarían la velocidad y por último permite que el banco pueda realizar pruebas contemplando variaciones en la velocidad. Teniendo en mente las características del motor se ha seleccionado del variador modelo PowerFlex de la serie 520 (número de parte 25BB024N104) de la marca Allen-Bradley. Dentro de

las principales características de este variador están las siguientes: voltaje de 240 VAC, trifásico, corriente de salida 24 AMPS, 7.5 HP, tamaño D y sistema de protección IP20 NEMA (Rockwell Automation, 2014).

4. Análisis de costos

En este capítulo se muestra una estimación de la inversión inicial requerida para la construcción del banco de pruebas. Se ha usado de referencia los precios válidos a la fecha con el tipo de cambio de referencia del dólar (USD) vigente (₡ 559,88 según el Banco Central de Costa Rica al 30 de mayo del 2014). Debe tenerse en cuenta que no se trata de una estimación con valor comercial; se trata únicamente de una referencia para quienes deseen iniciar el planeamiento de la construcción de un prototipo funcional del banco de pruebas.

4.1.1. Materiales

En esta sección se presentan los costos de cada uno de los componentes que se deben adquirir para la construcción del banco de prueba.

Cuadro 28. Presupuesto por materiales (Autores, 2014)

Equipos	Modelo	Precio final ₡
		20 513 439,40
Calentador por inducción	Ambrell	6 315 344,00
Compresor	ABAC	3 157 672,00
PLC	ControlLogix L2	2 690 803,88
Boquillas de soplado	Silvent	1 893 024,36
Componentes menores del sistema de control		1 264 068,80
Variador de frecuencia	POWERFLEX 525 7.5HP @240V	1 070 147,67
Sensor de Fuerza	HBM	947 301,60
Termómetro infrarrojo	thermoMETER	694 687,84
Motorreductor	MR2L4-112MB	562 065,62
Sensor de Presión	HBM	543 119,58
Sensor de velocidad	Baumer	486 136,24
Termopares	WATLOW	189 460,32
Electroválvula	Festo	179 829,42
Arrancadores para motores		138 527,07
Muñonera	RASC	135 893,57
Pistón activador del cilindro maestro	Festo	73 491,66
Bomba de freno	1995 - 1999 Hyundai Accent brake master cylinder	64 732,28
Acople	1030,0	47 270,35
Disco	1995 - 1999 Hyundai Accent Left Front Disc Brake ROTOR	38 397,29

Prensa	1995 - 1999 Hyundai Accent Left Front Disc Brake Caliper	21 465,85
--------	--	-----------

4.1.2. Manufactura

En los costos por manufactura están contempladas los costos en que se incurre por la construcción de los diferentes componentes o estructuras que requiere el banco de prueba. También se contemplan las horas de trabajo requeridas para la completa construcción del banco de pruebas así como un periodo de prueba.

Cuadro 29. Presupuesto por manufactura (Autores, 2014)

Elementos por construir	Horas operario	Precio final ¢
		181 881,91
Barra del mecanismo activador del cilindro maestro	20,0	25 892,91
Portamuestras	15,0	23 366,77
Base para el equipo	15,0	22 735,24
Eje	10,0	19 577,57
Soporte de la prensa	10,0	19 577,57
Soporte para el disco	10,0	19 577,57
Estructura del equipo	10,0	19 577,57
Pesa para el mecanismo activado de cilindro maestro	5,0	16 419,89
Cubiertas de protección	3	15 156,83

4.1.3. Otros conceptos

En este rubro se contemplan los porcentajes que permiten considerar eventuales cambios en el diseño, factor de imprevistos en el proceso de construcción, factores de seguridad en el valor final equivalente a un 25% de la sumatoria por conceptos de equipos y de elementos por construir.

Cuadro 30 Presupuesto por conceptos varios (Autores, 2014)

Adicionales	Modelo	Precio final ¢
		5 173 830,33
Porcentaje por imprevistos		1 448 672,49
Acarreos		1 448 672,49
Porcentaje por equipos menores		1 241 719,28

Otros		1 034 766,07
-------	--	--------------

El total acumulado de inversión estimada para construir un prototipo funcional es de ₡ 25 869 151,49, lo que es una fracción del costo de equipos de laboratorio contemporáneos de aplicación similar. En relación a un dinamómetro de segunda mano, ubicado en Estados Unidos de América presenta un valor aproximado de 75 mil dólares estadounidenses, lo que corresponde a un monto superior a 40 millones de colones más gastos de importación e instalación.

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

El ensamble propuesto para caracterizar material friccionante es un trabajo de diseño mecánico que llegó a buen término gracias a que se integraron conocimientos de áreas variadas con la aplicación consistente de técnicas de innovación para resolver una necesidad vigente en el contexto local. La carencia de documentación detallada acerca de aplicaciones similares se convirtió en una excelente oportunidad para explorar alternativas de solución creativas y prácticas.

Una de las primeras consideraciones para evitar complejidad innecesaria es la delimitación del fenómeno de frenado de prueba. Se eliminaron paulatinamente y con criterio técnico variantes propias del proceso de frenado real; asignando valores constantes a ciertos parámetros como la velocidad angular, la presión de frenado y la superficie de contacto, se logró determinar la cantidad mínima de variables requeridas para establecer la base de referencia. Esto lleva a generar un protocolo normalizado que reproduzca en lo esencial el proceso de envejecimiento y desgaste del material, de manera que se puedan extraer mediciones primarias y secundarias de utilidad inmediata. Con el enfoque de mediciones y protocolo propuesto, se pueden obtener directamente resultados asociados al coeficiente de fricción, la tasa de desgaste de espesor y de masa de la pastilla. Sin embargo, la configuración de instrumentación prevista también permite obtener curvas de fatiga térmica, tiempos de asentamiento y razón de envejecimiento si se procesan con las herramientas de análisis de datos adecuadas.

Uno de los factores que más contribuyó a evitar un número muy grande de monturas mecánicas para recibir distintas pastillas de freno fue que desde un inicio se conoció que la gama de geometrías es muy amplia, y casi carentes de compatibilidad con una prensa única o un juego de prensas. Como se pretendía analizar todo tipo de materiales a partir de muchas distintas pastillas, se debió encontrar una manera de que el banco permitiera acomodar esas morfologías. Se planteó la posibilidad de adecuar el banco para que fuera capaz de acoplar prensas y discos distintos, pero esto aumentaría el costo dado que habría que adquirir juegos intercambiables de estas piezas. Además implicaría que el usuario intervenga en el ensamble del banco lo cual podría generar una fuente de error, y aumentar la duración de la prueba.

Estos inconvenientes se evitaron con el desarrollo de un portamuestras con una morfología sencilla que puede montarse en una determinada prensa tal como se mostró en el diagrama constructivo o ensamble del banco de pruebas. Esto elimina el inconveniente de la variable adicional de diferentes tipos de disco. También se usa una única área de contacto, ya que la muestra de pastilla es una sección cuadrada de 25,4 mm de lado, lo que provoca una reducción del costo del ensamble, dado que se ocupa un motor de menor potencia y por ende, un variador de menor capacidad de corriente.

Con el número de variables así reducido, se desarrolló en consecuencia un protocolo que otorga al usuario la facilidad de realizar pruebas que imiten el funcionamiento real de un sistema de frenado de pastilla y disco sin que el sistema de control deba ser muy complejo ni las pruebas tengan excesiva duración. Esta

normalización de la prueba permite que los resultados sobre distintas muestras sean comparables entre sí.

Dado que en el banco de pruebas se desean comparar parámetros de calidad en las pastillas de freno, es necesario realizar pruebas ajustadas a las especificaciones que se establecieron en el protocolo. Estas especificaciones son las que dirigen la selección de las variables que hay que monitorear (y la instrumentación asociada), así como aquellas que se asumen constantes pero de igual manera hay que registrar. Como el protocolo es lo que establece qué variables se monitorean, una prueba distinta demandaría la conformación de un nuevo protocolo, lo que podría requerir instrumentación distinta para documentar las variables correspondientes a dar confiabilidad y trazabilidad a la prueba nueva.

Uno de los parámetros que deben controlarse externamente es la temperatura de la superficie del disco, lo que obliga a incorporar sistemas de enfriado y calefacción. En elementos móviles, la calefacción implica complejidad o el uso de elementos riesgosos para el operador, por lo que se propuso un sistema de calentamiento por inducción de corrientes parásitas. Este sistema, cuyo único inconveniente es su alto costo, permite un rápido calentamiento sin que se tenga que degradar la pastilla ni el disco y sin necesidad de reactivos o combustibles (dañinos para el operador o la instrumentación), además de simular las condiciones que experimenta el disco y la pastilla durante un proceso de frenado real donde la energía calórica proviene de un fenómeno que se da en la superficie del disco.

Algunas de las variables de diseño dependían de las características previsibles del material de las pastillas, pero la investigación relacionada con su composición que

se encuentra disponible públicamente es escasa o en el mejor de los casos incompleta. Algo similar ocurre con parámetros y protocolos de calidad utilizados por los fabricantes de pastillas, ya que se trata de información confidencial, al igual que la configuración y especificaciones de las máquinas que llevan a cabo pruebas como la que se desarrolló en este trabajo.

La virtual ausencia de arte previo publicado convirtió el proceso en un desafío técnico y creativo, pero proveyó la oportunidad de una organización conceptual de los elementos de la máquina sin prejuicios. Esto llevó a un ensamble simple y de un costo considerablemente menor a los sistemas de similar función pero que prestan servicio en condiciones de pruebas masivas. El ensamble propuesto contrasta con los comerciales en que se enfoca en pruebas puntuales comparativas, no en una máquina universal de pruebas de frenos. El aporte a mediano plazo será que se establecerá con el tiempo un mínimo de calidad basado en criterios de rendimiento medidos con instrumentación con trazabilidad metrológica.

El protocolo que se propone, si bien cumple con los requisitos de uno existente destinado a otro sistema de frenado, es novedoso en la medida en que el concepto de operación no tiene predecesor conocido. Adicionalmente, del protocolo de referencia hay cambios de interés, como la disminución de la fuerza aplicada sobre las muestras con el propósito de compensar la implementación de dos muestras en lugar de una como se establece originalmente en la norma SAE J661, y la variación de la velocidad de giro del motor para lograr obtener una velocidad radial relativa de la muestra de pastilla (que es igual a la estipulada en la norma para el material de fricción). El protocolo se reestructuró de tal manera con el fin de suministrar una serie de órdenes

sencillas que puedan ser ejecutadas con facilidad por un operador o bien para reducir el costo de automatizar el proceso con un sistema SCADA.

El banco de pruebas presenta características morfológicas y de construcción que permiten la versatilidad del tipo de prueba. Algunas modificaciones permitirían sustituir el material del disco para realizar pruebas en éste, analizar su comportamiento en el desgaste, en la variación de temperatura, en su coeficiente de fricción, vida útil, entre otros. También se podría modificar el disco para incorporársele un anillo de algún material friccionante y estudiar el efecto entre este material y la muestra que se introduzca en el portamuestras, el cual podría ser de una pastilla de freno o de algún otro material. Esto último señala la opción de experimentar con distintos materiales para averiguar el coeficiente de fricción entre ellos. El banco permite el intercambio del disco de freno por otros de distinta morfología (ranurado, agujereado o tratamientos superficiales), de materiales novedosos o que hayan sufrido alteraciones químicas para medir el desgaste que experimentaría.

El aporte quizás más importante acerca de los potenciales cambios es que se podrían añadir agentes externos (agua, lubricantes, combustibles o arena, entre otros) en la interface de las pastillas y los discos. Esto permitiría analizar las propiedades de fricción en esas condiciones alteradas de las condiciones de frenado, que son probables en un escenario real. Además se podría determinar la vida útil de la pastilla cuando se somete a condiciones de velocidad, presión y temperatura extremas. Finalmente, si se incorporan dinamómetros de alta velocidad de respuesta se podría pensar en una variación del banco de pruebas para determinar esfuerzos transitorios en probetas sometidas a fuerzas torsionantes producto de fuerzas de inercia. También

existe la posibilidad de variar el diseño levemente para experimentar con distintas morfologías de pulido de superficies en aceros.

Debido a que se espera que este proyecto llegue a una etapa de construcción, gracias al interés mostrado por terceras partes, fue necesario elaborar un presupuesto de fabricación de un prototipo del banco de pruebas. El sistema de calentamiento por inducción y el sistema de control son los más costosos, pero son necesarios para funcionamiento óptimo y seguro del banco de pruebas. Debe mencionarse la posibilidad de inversión adicional durante la etapa de verificación en la fase experimental debido a imprevistos y/o posibles mejoras. Los costos reales solo se conocerán hasta que se desarrolle el prototipo, se implementen las mejoras y se analice sus costos operativos.

En medida de estas observaciones, si bien el diseño del banco de pruebas ha sido elaborado para brindar alta funcionalidad y calidad, no integra muchos elementos a la medida; al contrario, aparte de la instrumentación, el sistema de calefacción y el sistema de adquisición de datos, el ensamble se basa en el sistema de frenado de un automóvil. Aparte de evitar costos iniciales de prototipado innecesariamente altos, esto facilita el mantenimiento y reparación de los componentes que se degraden al estar disponibles en el comercio local.

Durante la etapa de diseño se contempló el uso de un actuador para implementar la fuerza requerida por el cilindro de la prensa, sin embargo se presentó el inconveniente de que no había forma confiable de garantizar la precisión de la magnitud de la fuerza en el actuador, y tampoco se podría variar sin sustituir el actuador. El sistema de pesas, aparte de simplificar el sistema permite variaciones y

calibraciones que no dependerán del actuador. De este modo se garantiza que conforme se desgasta la muestra de pastilla se mantendrá la fuerza que ejercerá ésta sobre el disco. Además el actuador no necesitará una señal análoga; una señal activado/desactivado que no se verá afectada por ruido es suficiente para que transcurran con precisión los ciclos de carga.

Con la construcción y uso de un banco de pruebas como el diseñado, la legislación técnica local se beneficiaría de disponer de una prueba normalizada para regular la distribución de los elementos de fricción, componentes críticos en el comportamiento seguro de los vehículos. Si este tipo de equipos se ponen en marcha y generan un buen antecedente, sería práctico implementar un reglamento de carácter técnico que especifique las características de calidad mínimas que deben cumplir las pastillas distribuidas en el país. Siguiendo el protocolo elaborado se podría otorgar a los importadores y fabricantes de estos productos en Costa Rica una certificación que podría ser emitida por laboratorios locales, eventualmente de nivel nacional. De esta manera, las pastillas vendidas en el país contarían con la garantía de calidad la cual podría ser fiscalizada por entidades como RITeVe, asegurando de esta manera una mejora en la seguridad vial. El MOPT también podría exigir a las empresas de transporte público que cumplan con la certificación a través de proyectos que involucren el tema legal. En el comercio nacional contribuiría a mejorar la competencia entre distribuidores y eliminando aquellos que mantengan una competencia desleal. En cuanto a las proyecciones regionales se estima adquirir relaciones laborales con empresas o entidades importadoras, fabricantes y distribuidoras de pastillas de frenos

con el fin de brindar certificados de calidad que puedan ser mostrados a usuarios finales y creando una cultura de utilización de productos de calidad.

Este equipo pretende ser un indicador fiable de la calidad de las pastillas que se comprueben; el tope mínimo de calidad sólo podrá establecerse una vez que se haya completado un juego de pruebas en variedad y cantidad suficiente. Una vez establecido este tope, se favorecerá a los usuarios en una disminución del desgaste de los componentes mecánicos, ahorros al seleccionar pastillas que tengan una duración mayor, disminución en el riesgo de lesiones o pérdidas causadas por defectos de los frenos y además en aspectos estéticos, la disminución del ruido y suciedad causados por pastillas de mala calidad.

En suma, este diseño es una muestra más de que una medición precisa y pertinente es una herramienta que tiene impacto directo en la calidad de vida humana, en especial en materia de seguridad personal y salud urbana.

5.2. Recomendaciones

Se debe llevar a cabo una fase experimental con un prototipo que permita comprobar la apropiada funcionalidad y estabilidad del banco de pruebas. Esto llevará sin duda a identificar oportunidades de mejora del diseño.

Una vez que se haya construido un prototipo, se propone que se realicen corridas del protocolo en donde se documenten detalladamente las observaciones y cambios que se lleguen a dar. Con una buena documentación del funcionamiento del banco de pruebas se podrá desarrollar un programa de mantenimiento preventivo y correctivo, un cronograma de las calibraciones de los sensores y otros equipos de

control, y también determinar las medidas de seguridad que debe de tomar el usuario a la hora de operar la máquina.

Se debe realizar un estudio más detallado que evalúe si las ventajas del sistema de calentamiento por inducción justifican realizar la gran inversión que conlleva adquirir el equipo necesario, contra los posibles costos de reposición de piezas de desgaste y el aumento en la duración de las pruebas al utilizar otros métodos más convencionales de calefacción, como el uso de resistencias, que aunque impliquen un desgaste en el disco y podrían afectar los sensores cercanos, tienen un costo mucho menor. En relación a la forma de la bobina, es de vital importancia consultar con el fabricante si está en condiciones de construir dicha bobina y que funcione adecuadamente para la aplicación en que se está usando.

Se recomienda a las entidades pertinentes introducir la realización de pruebas mediante el banco y protocolo diseñados en este proyecto, de manera que puedan otorgar a los usuarios la seguridad de que las pastillas distribuidas en el país cumplen con los parámetros de calidad mínimos aceptables.

Gracias a la versatilidad del banco de pruebas diseñado, se podrían implementar otro tipo de pruebas. Se recomienda realizar un análisis de la viabilidad de realizar pruebas distintas a las que se presentan en este documento.

Bibliografía

- Abac. (2014). *www.abacaircompressors.com*. Obtenido de *www.abacaircompressors.com*:
<http://www.abacaircompressors.com/us/ourproducts/piston/pro/index.asp>
- Ambrell. (6 de Enero de 2014). *Ambrell EASYHeat Catálogo*. Obtenido de Ambrell CAlentamiento por inducción de precisión: <http://es.ambrell.com/>
- Augustin, R. (2010). *Europa Patente nº EP 1729104 B1*.
- aus der Wiesche, S. (2006). Heat transfer from a rotating disk in a parallel air crossflow. *ScienceDirect*.
- Baumer. (2014). <http://www.baumer.com/>. Recuperado el 13 de 02 de 2014, de <http://www.baumer.com/>: <http://www.baumer.com/int-en/products/rotary-encoders-angle-measurement/bearingless-encoders/incremental-bearingless-encoders/>
- Berhan, D. G. (2007). Characterization of Friction Material Formulations for Brake Pads. *Proceedings of the World Congress on Engineering* .
- Blan, P. J. (2001). *Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives*. Tennessee: UT-BATTELLE.
- Blau, P. J. (2001). *Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives*. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge National Laboratory.
- Boltz, R. E. (1973). *CRC Handbook of Tables for Applied Engineering Science*. CRC Press.
- Booser, E. R. (1997). *TRIBOLOGY DATA HANDBOOK*. New York: CRC Press.

Bosch, R. (1996). *MANUAL DE LA TÉCNICA DEL AUTOMÓVIL*. Barcelona: REVERTÉ, S.A.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8va ed.). McGraw-Hill.

C. S. (2013). Obtenido de <http://shop.plummo.com/images/244/products/TSC%20Original%20Image.jpg>

Cabrera Arista, C. (Mayo de 2011). *Universidad Nacional del Callao*. Obtenido de http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/Mayo_2011/IF_CABRERA_FIQ/CAP.%204.PDF

Carranza & Beltran. (2003). *Transferencia de Calor de Estado Inestable*.

Casado, E. A. (2012). *Sistema de transmisión de fuerzas y trenes de rodaje*. España: Ediciones Panarinfo S.A.

Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mc Graw Hill.

COMMAND, U. A. (1976us). *ENGINEERING DESIGN HANDBOOK ANALYSIS AND DESIGN OF AUTOMOTIVE BRAKE SYSTEMS*. US: DARCOM PAMPHLET.

COVENIN. (1996). *AUTOMOTRIZ. MATERIAL DE FRICCIÓN PARA FRENOS. NORMA VENEZOLANA*.

Davies, J. (1990). *Conduction and Induction Heating*. London: Institution of Electrical Engineers.

Femto. (Mayo de 2014). Obtenido de <http://www.femto.es/micrometro-digital-cms-1-50-91/>

Festo. (2014). <http://www.festo.com/>. Recuperado el 17 de 04 de 2014, de <http://www.festo.com/>: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/xDKI.asp

GAST. (14 de 05 de 2014). <http://www.gastmfg.com/>. Obtenido de <http://www.gastmfg.com/>:

http://www.gastmfg.com/product_detail.aspx?ProductID=216&ProductTypeID=25

Genexus. (2014). *Wiki Genexus*. Obtenido de Wiki Genexus: <http://wiki.genexus.com/commwiki/servlet/hwiki?Usando+GeneXus+en+Sistemas+de+Adquisici%C3%B3n+de+Datos+y+Control>

German. (12 de 2 de 2012). *Wordpress*. Recuperado el 09 de 11 de 2013, de <http://german7644dotcom.wordpress.com/tag/frenos/>

González, G. (2005). *Aplicaciones del calentamiento por inducción electromagnética en el procesamiento de PRFV*. PRFV/Composites.

Grainger. (2014). *Grainger*. Recuperado el 2014, de http://espanol.grainger.com/product/INFIN-A-TEK-DC-Blower-12G952?s_pp=false

HBM. (2014). <http://www.hbm.com/>. Recuperado el 11 de 02 de 2014, de <http://www.hbm.com/en/menu/products/transducers-sensors/force/>

Kennedy, F. E. (1999). *Modern Tribology handbook*.

LEGISLATIVO, P. (26 de Octubre de 2012). LEY DE TRÁNSITO POR VÍAS PÚBLICAS TERRESTRES Y SEGURIDAD VIAL . *La Gaceta*.

Lillo Harún, S. (2006). *Comportamiento termomecánico en un disco de freno macizo y uno auto-ventilado*. Valdivia, Chile: Universidad Austral de Chile.

Lovejoy. (2014). <http://www.lovejoy-inc.com/>. Recuperado el 26 de 01 de 2014, de <http://www.lovejoy-inc.com/>: <http://www.lovejoy-inc.com/products/grid-coupling.aspx>

Maijer, D. M., Gao, Y. X., Lee, P. D., Lindley, T. C., & Fukui, T. (2005). A Through-Process Model of an A356 Brake Caliper for Fatigue Life Prediction . *Metallurgical and Materials Transactions*.

Manual técnico de las pastillas de freno. (2004).

Martinez Krahmer, D., Maceira, G., Paredes, A., & G, E. (Setiembre de 2000). *Centro de Investigación y Desarrollo en Mecánica*. Recuperado el 5 de 2 de 2014, de Instituto Nacional de Tecnología Industrial: <http://www4.inti.gov.ar/GD/jornadas2000/cemec-084.htm>

Medrano Guerrero, S. (Julio de 2002). *La guía MetAs*. Obtenido de Metrólogos y Asociados: <http://www.metass.com.mx/guiametas/La-Guia-MetAs-02-07-TC.pdf>

MICRO-EPSILON. (2014). <http://www.micro-epsilon.com/>. Recuperado el 11 de 02 de 2014, de <http://www.micro-epsilon.com/>: http://www.micro-epsilon.com/temperature-sensors/thermoMETER_CS/thermoMETER_CS_laser/index.html

Mills, A. F. (1994). *Transferencia de calor*.

Mitutoyo. (2014). <http://ecatalog.mitutoyo.com/>. Recuperado el 15 de 12 de 2013, de <http://ecatalog.mitutoyo.com/>: <http://ecatalog.mitutoyo.com/Micrometers-C1066.aspx>

National Instruments. (2014). *NI*. Obtenido de NI: <http://www.ni.com/white-paper/9376/es/>

- Neadle, M. (1991). *Coupling and Shaft Alignment*. UK: Arrowhead Books Ltd.
- Nicholson, G. (1995). *Facts About Friction*. Croydon, PA: P&W Price Enterprises, Inc.
- Nisbett, R. G. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Novena Edición*. Mexico: Mc Graw Hill.
- O. Maluf, M. A. (2007). Effect of Alloying Elements on Thermal Diffusivity of Gray Cast Iron Used in Automotive Brake Disks. *ASM International*.
- Ocaña, E. C. (2012). *DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN PROTOTIPO FORMULA STUDENT*. Leganés.
- OHAUS. (2013). <http://www.ohaus.com.mx>. Recuperado el 17 de 01 de 2014, de <http://www.ohaus.com.mx>: http://www.ohaus.com.mx/balanzas_precision.htm
- OLX. (2014). OLX. Recuperado el Febrero de 2014, de <http://barquisimeto.olx.com.ve/toyota-hiundai-mitsubishi-honda-ford-chevrolet-fiat-bomba-de-frenos-sportage-2002-iid-408222257#>
- Orthwein, W. C. (2004). *Clutches and Brakes Design and Selection Second Edition*. Illinois: Marcel Dekker, Inc.
- Planas Rosselló, J. (Septiembre de 2000). *Universidad de Valencia*. Obtenido de Departamento de Informática: <http://informatica.uv.es/iiguia/INS/material/inst01.pdf>
- Poder Legislativo Leyes. (26 de octubre de 2012). Ley de tránsito por vías públicas terrestres y seguridad vial. *La Gaceta*.
- R. Venkata Rao, V. J. (2012). *Mechanical Design Optimization Using Advanced Optimization Techniques*. Springer.

Rice Lake. (Mayo de 2014). *Rice Lake*. Obtenido de http://www.ricelake.com/docs/prodinfo/sales_lit/loadcells-weighmodules/43740_selection_guide_Spanish.pdf

Robert L. Mott, P. (1992). *Diseño de elementos de máquinas*. MEXICO: PRENTICE HALL HISPANOAMERICANO, S.A.

Rockwell Automation. (22 de 05 de 2014). <http://ab.rockwellautomation.com/>. Obtenido de <http://ab.rockwellautomation.com/>: <http://ab.rockwellautomation.com/es/programmable-controllers/compactlogix-5370-controllers>

Rossi, M. (2013). <http://www.motoreductoresrossi.com.mx/>. Recuperado el 24 de 01 de 2014, de <http://www.motoreductoresrossi.com.mx/>: <http://www.motoreductoresrossi.com.mx/motorreductores-coaxiales.aspx>

Rudnev, V. I. (Julio de 2007). *Systematic analysis of induction coil failures*. Obtenido de www.inductoheat.com: <http://www.inductoheat.com/pdf/138.pdf>

SAE. (2012). SAE J661. *IHS*.

SEGUROS, C. S. (2002). *MOTORES ELECTRICOS*.

Sumiteccr. (2011). *Sumitec CR*. Recuperado el 20 de Enero de 2014, de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20140.pdf>

T., J., G., C., & P., H. (2003). Stability Analysis of A Floating Caliper Disc Brake.

Táchira, U. N. (2013). <http://www.unet.edu.ve/>. Recuperado el 23 de 08 de 2013, de <http://www.unet.edu.ve/>: <http://www.unet.edu.ve/~ielectro/GALGAS1.HTM>

Taylor. (2014). Obtenido de <http://www.taylorla.com/content/como-funciona-un-termometro-infrarrojo>

TIMKEN. (2014). <http://www.timken.com/>. Recuperado el 13 de 11 de 2013, de <http://www.timken.com/>: <http://www.timken.com/en-us/products/Pages/Catalogs.aspx>

W.Bolton. (1995). *MEDICIONES Y PRUEBAS ELÉCTRICAS Y ELÉCTRONICAS*. España: MARCOMBO S.A.

WATLOW. (2014). www.watlow.com. Recuperado el 13 de 02 de 2014, de www.watlow.com: <https://www.watlow.com/products/sensors/index.cfm>

6. Anexos

6.1. Anexo 1: Formato para la anotación de resultados.

Numero de muestra _____	Nombre del técnico _____
-------------------------	--------------------------

Masa (g)	
Medida	Muestra pastilla 1 Muestra pastilla 2
Inicial	
Final	
Diferencia	

	Fecha y hora de la prueba
	Proveedor/cliente
	Marca de la pastilla
	Otras reseñas de la pastilla

	Medición inicial (mm)	Medición final (mm)
Medida	Muestra pastilla 1 Muestra pastilla 2	Muestra pastilla 1 Muestra pastilla 2
M1		
M2		
M3		
M4		
M5		
Prom		

	Posición
Corrida	
Primera medida de desgaste	
Segunda medida de desgaste	
Tercera medida de desgaste	
Cuarta medida de desgaste	
Diferencia	

Primera Corrida de control	
Corrida	Fuerza (N) Coeficiente
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	

Corrida de desvanecimiento	
Temp (°C)	Fuerza (N) Coeficiente
93	
121	
144	
167	
190	
213	
236	
259	
282	
305	
Temp a 10min	
Tiempo a 288	

Primera Corrida de recuperación	
Temp (°C)	Fuerza (N) Coeficiente
343	
260	
204	
149	
93	

Corrida de desgaste	
Lectura	Fuerza (N) Coeficiente
0	
5	
10	
15	
20	
25	
30	
35	
40	
45	
50	
55	
60	
65	
70	
75	
80	
85	
90	
95	
100	

Segunda Corrida de control	
Corrida	Fuerza (N) Coeficiente
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	

Corrida de desvanecimiento	
Temp(°C)	Fuerza (N) Coeficiente
93	
121	
144	
167	
190	
213	
236	
259	
282	
305	
Temp a 10min	
Tiem a 288°C	

Segunda Corrida de recuperación	
Temp(°C)	Fuerza (N) Coeficiente
343	
260	
204	
149	
93	

Observaciones

6.2. Anexo 2 Memorias de cálculo

6.2.1. Memoria de cálculo determinación de la potencia del motor

Para determinar la potencia requerida por el motor se consideró el siguiente esquema de fuerzas que actúan sobre eje.

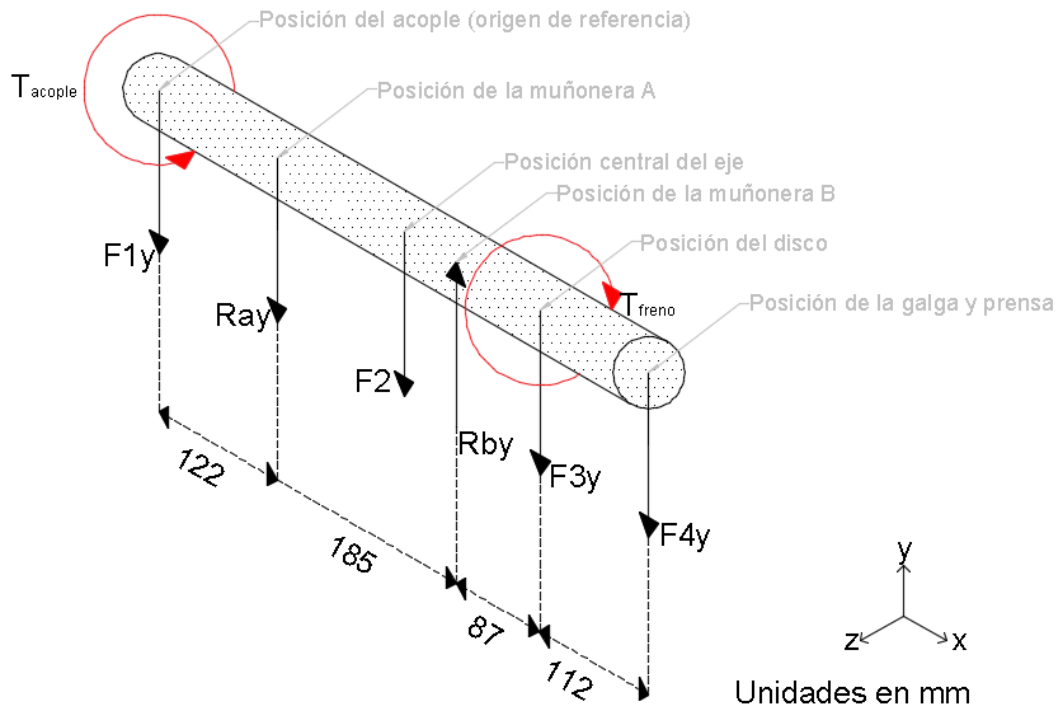


Ilustración 60. Esquema de fuerzas actuando sobre el eje (Autores, 2014)

Se indican los puntos de aplicación de carga, así como los componentes que generan dicha carga. La distribución de los diferentes componentes se realizó tomando en cuenta la mejor ubicación de acuerdo a funcionalidad y facilidad de intervención para un mantenimiento. A continuación se detallan las cargas que generan el acople y el disco cuando se encuentra operando.

Carga generada por el acople.

Cuadro 31. Anexo 2. Características del acople (Autores, 2014)

Acople		
Masa del acople:	2,60	kg
Fuerza generada por el acople	-25,51	N
Torque de entrada	76,48	N m

Carga generada por el disco cuando se aplica carga sobre las muestras. Esta carga se determinó contemplando como condición crítica un coeficiente de fricción con un valor de 1. Aunque en el protocolo, sección 3.1 de este trabajo se especifica que la fuerza normal que se aplica sobre las pastillas es de 400 N ésta se aplica sobre las dos caras del disco resultando en una fuerza tangencial al disco de 800 N, que es la carga considerada para calcular la potencia requerida por el motor.

Cuadro 32. Anexo 2. Características del disco (Autores, 2014)

Disco		
Masa del disco	5,00	Kg
Fuerza de fricción total ambas pastillas	800,00	N
Radio del disco	0,121	m
Radio de aplicación en el portamuestra	0,09560	m
Posición θ_2 (ver detalle posiciones)		°
F _{3y}	-849,05	N
F _{3z}	0,00	N
Torque de entrada	76,48	N m

Conociendo las cargas que se aplican y sabiendo que de acuerdo al protocolo establece que el disco debe girar con una velocidad angular de 510 rev/min de esta manera empleando las secciones 2.8 y 3.3.1 se procede a calcular la potencia requerida por el motor.

Cuadro 33. Anexo 2. Potencia requerida por el motor (Autores, 2014)

Potencia del motor		
Potencia de entrada	4.084,70	W
	4,08	kW
	5,48	HP

Una vez conocida la potencia y velocidad se procedió a realizar la selección sección

6.2.2. Memoria de cálculo reacciones en los apoyos

Para determinar las reacciones en los apoyos además de contemplar las cargas de acople y las del disco también se contempló el peso de componentes como la prensa, el disco y el eje.

Cuadro 34. Anexo 2. Características del porta prensa (Autores, 2014)

Prensa y porta prensa		
Masa del disco:	3,65	kg
Masa del porta prensa:	1,00	kg
F4y	-45,62	N

En cuanto al peso del eje, de debió de calcular el diámetro del mismo, dicho cálculo se muestra en la sección siguiente.

Cuadro 35. Anexo 2. Características del eje (Autores, 2014)

Características del eje:		
Material:	Acero 4140	
Diámetro:	0,032	m
Densidad:	7850,00	kg/m ³
Masa:	3,14	kg
Peso:	-30,85	N

Para encontrar el valor de la fuerza de reacción en cada uno de los apoyos se realizó sumatoria de fuerzas y de momentos obteniendo como resultado los siguientes valores.

Cuadro 36. Anexo 2. Reacciones en los apoyos (Autores, 2014)

Reacciones de apoyos A & B		
Ray (Muñonera A)	-401,17	N
Rby (Muñonera B)	1352,20	N

Con dichos resultados y con las características de cómo debería de ser los apoyos sección 2.9 se procedió a realizar la selección en la sección 3.3.5 de este trabajo.

6.2.3. Menoría de cálculo diámetro del eje.

Para determinar el diámetro del eje primero se seleccionó el acero AISI 4140 por sus aplicaciones en sistemas de transmisión de potencia, sección 3.3.1.

Cuadro 37. Anexo 2. Esfuerzos en el eje (Autores, 2014)

Esfuerzos en el eje (depende del material)		
Sut	900	MPa
Sy	690	MPa
Se'	455,4	MPa
Se	205,62	Mpa

Los factores empleados para su diseño son los siguientes, dichos factores se explican en la sección 2.6 de este trabajo.

Cuadro 38. Anexo 2. Factores de concentración de esfuerzo (Autores, 2014)

Factores		
Acabado	Ka	0,7435
Tamaño	Kb	0,6072
Carga	Kc	1,0000
Temperatura	Kd	1,0000
Confiabilidad	Ke	1,0000
Otros	Kf	1,0000

El criterio de falla empleado para su diseño es el criterio de ASME, pero se decido revisar y cumplir con otros criterios de falla empleados comúnmente como lo son los criterios de falla de Soderberg, Goodman, Gerber y Bagci.

Cuadro 39. Anexo 2. Valores obtenidos de criterio de falla (Autores, 2014)

Valores obtenidos según el criterio de falla	
Soderberg	1
Goodman	0,963778304
Gerber	0,858928527
ASME	0,737724654
Bagci	0,845344883

Para cumplir con los criterios de falla se obtuvieron los siguientes resultados de diámetro del eje y factor de seguridad.

Cuadro 40. Anexo 2. Diámetro y factor de seguridad (Autores, 2014)

Diámetro y factor de seguridad		
Diámetro	0,032	m
	31,750	mm
Factor de seguridad	5,08	

6.2.4. Memoria de cálculo de la fuerza por aplicar sobre el cilindro maestro

Para determinar la fuerza que se debe aplicar sobre el cilindro maestro se la empleo el principio de Pascal 3.3.9 pues del protocolo se conoce que la fuerza que se debe aplicar sobre las muestras es de 400 N, y realizando las mediciones de los diámetros del pistón de la prensa y del pistón del cilindro maestro se pudo determinar esta fuerza.

Cuadro 41. Anexo 2. Parámetros del cilindro de la prensa (Autores, 2014)

Parámetros del cilindro de la prensa		
Pp	279327,928	Pa
Fp	400	N
dp	0,0427	m
Ap	0,0014	m ²

Cuadro 42. Anexo 2. Parámetros del cilindro maestro (Autores, 2014)

Parámetros del cilindro maestro		
Pc	279327,928	Pa
Fc	141,5375503	N
dc	0,0254	m

Se determinó de esta manera que la fuerza que se debía de aplicar es de 141,5 N.

6.2.5. Memoria de cálculo sistema de calentamiento

En el caso del sistema de calentamiento se emplea el calentamiento por inducción el cual se detalla en la sección 2.12.2, para calcular la potencia requerida por este sistema se emplean las características del material del que está construido el disco de freno.

Cuadro 43. Anexo 2. Características del material de disco (Autores, 2014)

Características del material del disco de freno		
Material	fundido gris	
calor específico	510	c (J/(kg K))
Densidad	7200	ρ (kg/m ³)
resistividad eléctrica	0,000001	r (Ω m)
permeabilidad magnética	133,53	μ
Volumen	0,00033759	V (m ³)
Masa	2,4306624	m (kg)
espesor de calentamiento	0,0001	d (m)

Con las características del disco de freno calcularon la frecuencia, le potencia, y el cambio que de temperatura por segundo que genera el calentador por inducción en la sección 3.3.11 se detallan las ecuaciones empleadas para determinar estos parámetros.

Cuadro 44. Anexo 2. Potencia del calentador por inducción (Autores, 2014)

Características del sistema a emplear		
frecuencia a utilizar	189,4773	kHz
Potencia	1200	W
Cambio de temperatura	107,1	K/s

Con los datos anteriores se procedió a la selección de calentador por inducción adecuado.

6.2.6. Memoria de cálculo sistema de enfriamiento

Para calcular el sistema de enfriamiento se determinó el calor que es capaz de retirar el disco por ser del tipo autoventilado, también se determinó el calor que generan las pastillas de freno operando bajo las condiciones críticas del protocolo, la diferencia entre estos dos valores representa el calor que debe retirar el sistema de enfriamiento. A continuación se presenta el calor que puede retirar el disco.

Cuadro 45. Anexo 2. Parámetros generales de los alabes del disco (Autores, 2014)

Parámetros generales		
Velocidad angular del disco	510	rev/min
Radio interno del disco	0,06265	m
Velocidad absoluta del álabe	3,34596108	m/s
Angulo corregido (grados)	56,1600	°

Para determinar la capacidad de enfriamiento del disco es necesario conocer algunas medidas físicas de cómo están constituidos los alabes, esas medidas fueron determinadas midiéndolas directamente del disco que se ha empleado como base para el diseño.

Cuadro 46. Anexo 2. Parámetros a la entrada de cada alabe (Autores, 2014)

Parámetros a la entrada		
Ancho	0,01508	m
Altura	0,0048	m
Perímetro	0,03976	m
Área	0,000072384	m ²
Diámetro hidráulico entrada	0,007282093	m
Velocidad entrada de aire	4,990596589	m/s
Caudal	0,000361239	m ³ /s
	0,790709574	cfm
Temp. Entrada	20,0000	°C

Cuadro 47. Anexo 2. Parámetros a la salida de cada alabe (Autores, 2014)

Parámetros a la salida		
Ancho	0,02525	m
Altura	0,0048	m
Perímetro	0,0601	m
Área	0,0001212	m ²
Diámetro hidráulico salida	0,008066556	m
Velocidad sal	2,980522636	m/s
Caudal	0,000361239	m ³ /s
	0,790709574	cfm
Temp. Salida	343,0000	°C

Para determinar el calor que está siendo transmitido por convección al ambiente es necesario determinar el coeficiente de transferencia por convección, para determinar este parámetro antes debe determinarse tanto el número de Reynolds como el número de Nusselt para las condiciones que se presentan el disco.

Cuadro 48. Anexo 2. Número de Reynolds para los alabes del disco (Autores, 2014)

Determinación del Número de Reynolds		
Velocidad prom	3,985559612	m/s
Dh prom	0,007674324	m
Viscosidad dinámica	2,45131E-05	kg/m s
Densidad	0,888658	kg/m ³
Número de Reynolds	1108,8323	

Cuadro 49. Anexo 2. Número de Nusselt para los alabes del disco (Autores, 2014)

Determinación del Número de Nusselt		
Número de Reynolds	1108,832295	
Número de Prandtl	0,712286	
Dh prom	0,007674324	m
L	0,07345	m
Variable horizontal en gráfico	0,82521785	
Número de Nusselt del gráfico	8,0000	

Una vez determinados los números de Reynolds y Nusselt se determinó el coeficiente de transferencia de calor por convección y por consiguiente el calor disipado por el disco.

Cuadro 50. Anexo 2. Coeficiente de convección para los alabes del disco (Autores, 2014)

Determinando el coeficiente de convección		
Número de Nusselt del gráfico	8	
Temp. Entrada	20	°C
Temp. Salida	343	°C
Factor n (para enfriamiento)	0,08	
Conductividad térmica del aire	0,0359629	W/m K
Dh prom	0,007674324	m
hconv:	35,3262	W/m ² K

Cuadro 51. Anexo 2. Calor disipado por el disco (Autores, 2014)

Calor disipado por el interior		
hconv:	35,32619233	W/m ² K
Área interna total aprox:	0,003667359	m ²
Temp. Entrada	20	°C
Temp. Salida	343	°C
Calor por álabe:	41,84588118	W
Cant. Alabes	36	
Cant. Ductos cortos	36	
Calor total:	1506,4517	W

También se determinó el calor generado por las muestras de las pastillas de freno en su punto de operación crítica.

Cuadro 52. Anexo 2. Calor generado por las pastillas (Autores, 2014)

Calor generado por una pastilla		
Coeficiente de fricción	1	
Fuerza ejercida	400	N
Área de contacto	0,00064516	m ²
Presión de contacto	620001,24	Pa
Velocidad angular del disco	510	Rpm
Velocidad angular del disco	53,4072	rad/s
Radio externo del disco	0,121	m
Radio de aplicación de la fuerza	0,0956	m
Velocidad lineal	5,10572832	m/s
Calor generado por una pastilla	3165557,89	W/m ²
	2042,291328	W
	2,042291328	kW
	2,738753517	Hp
Calor generado por dos pastillas	6331115,779	W/m ²
	4084,582656	W
	4,084582656	kW
	5,4775	Hp

Realizando la resta del calor generado por las muestras y el calor que es capaz de disipar el disco por su construcción se puede determinar el calor que es necesario extraer para cumplir con las condiciones establecidas por el protocolo.

Cuadro 53. Anexo 2. Coeficiente de convección para las caras del disco (Autores, 2014)

Coeficiente de convección por cada cara del disco		
Calor generado por una pastilla	1289,066328	W
Radio externo del disco	0,242	M
Radio interno del disco	0,032	M
Área del disco	0,045191916	m ²
Temp. superficie	343	°C
Temp. aire	20	°C
Coeficiente de convección	88,3104	W/m ² K

Una vez determinado el calor por extraer se puede averiguar la velocidad que debe tener el aire para proporcionar dicha capacidad de enfriamiento. Para encontrar esta velocidad es necesario calcular el número de Reynolds y Nusselt para las caras del disco que van a estar en contacto con la corriente de aire.

Cuadro 54. Anexo 2. Número de Nusselt para las caras del disco (Autores, 2014)

Determinación del número de Nusselt		
Coefficiente de convección	88,31042756	W/m ² K
Longitud característica	0,484	M
Conductividad térmica	0,0359629	W/m K
Número de Nusselt	1188,5095	

Cuadro 55. Anexo 2. Número de Reynolds para las caras del disco (Autores, 2014)

Aplicando la ecuación para una placa plana y desarrollándola	
Reynolds de transición (Retr)	100000
Retr ^ 1/2	316,227766
Retr ^ 0,8	10000
Prandtl (Pr)	0,712286
Pr ^ 1/3	0,893068565
Pr ^ 0,43	0,864253995
Pr ^ 0,8	0,7622958
ReL ^ (0,8)	42172,48585
Reynolds en capa laminar (ReL)	604347,1822

Cuadro 56. Anexo 2. Velocidad requerida por el sistema de enfriamiento (Autores, 2014)

Determinando la velocidad del aire		
Número de Reynolds	604347,18	
Longitud característica	0,484	M
Viscosidad cinemática	0,000034458	m ² /s
Velocidad del aire	43,03	m/s

Una vez determinada el caudal de aire que se debe suministrar al disco para lograr su enfriamiento se procedió a la selección del soplador que cumpliera con dicha capacidad.

6.2.7. Memoria de cálculo mecanismo activador del cilindro maestro

El componente crítico del mecanismo corresponde a la barra que actúa como palanca pues es la que soporta el peso de la masa, como material para la barra se seleccionó el Acero 4140, las características de la barra se muestran a continuación.

Tabla 1. Anexo 2. Palanca mecanismo activador del cilindro maestro (Autores, 2014)

Propiedades de la barra		
Material	Acero 4140	
Diámetro	0,0127	m
Longitud	0,5	m
Densidad	7850	kg/m ³
Masa	0,49720671	kg
Peso	4,8776	N

Para determinar la masa que se requiere para aplicar la fuerza adecuada se fijaron algunos parámetros como lo son la longitud de la barra y las posiciones donde actúan los diferentes componentes.

Tabla 2. Anexo 2. Masa requerida para activar del cilindro maestro (Autores, 2014)

Masa requerida por el mecanismo			
Origen	O	0,0000	m
Aplicación de fuerza en bomba	x.bomba	0,1000	m
Aplicación del peso de la barra	L/2	0,2500	m
Aplicación del peso de la masa	x.masa	0,4000	m
Longitud total de la barra	L	0,5000	m
Fuerza en bomba	F.bomba	141,0000	N
Peso de la barra	Peso.barra	4,8776	N
Peso de la masa	Peso.masa	32,2015	N
Masa	m	3,2825	kg

6.3. Anexo 3: Esquema del sistema de Control

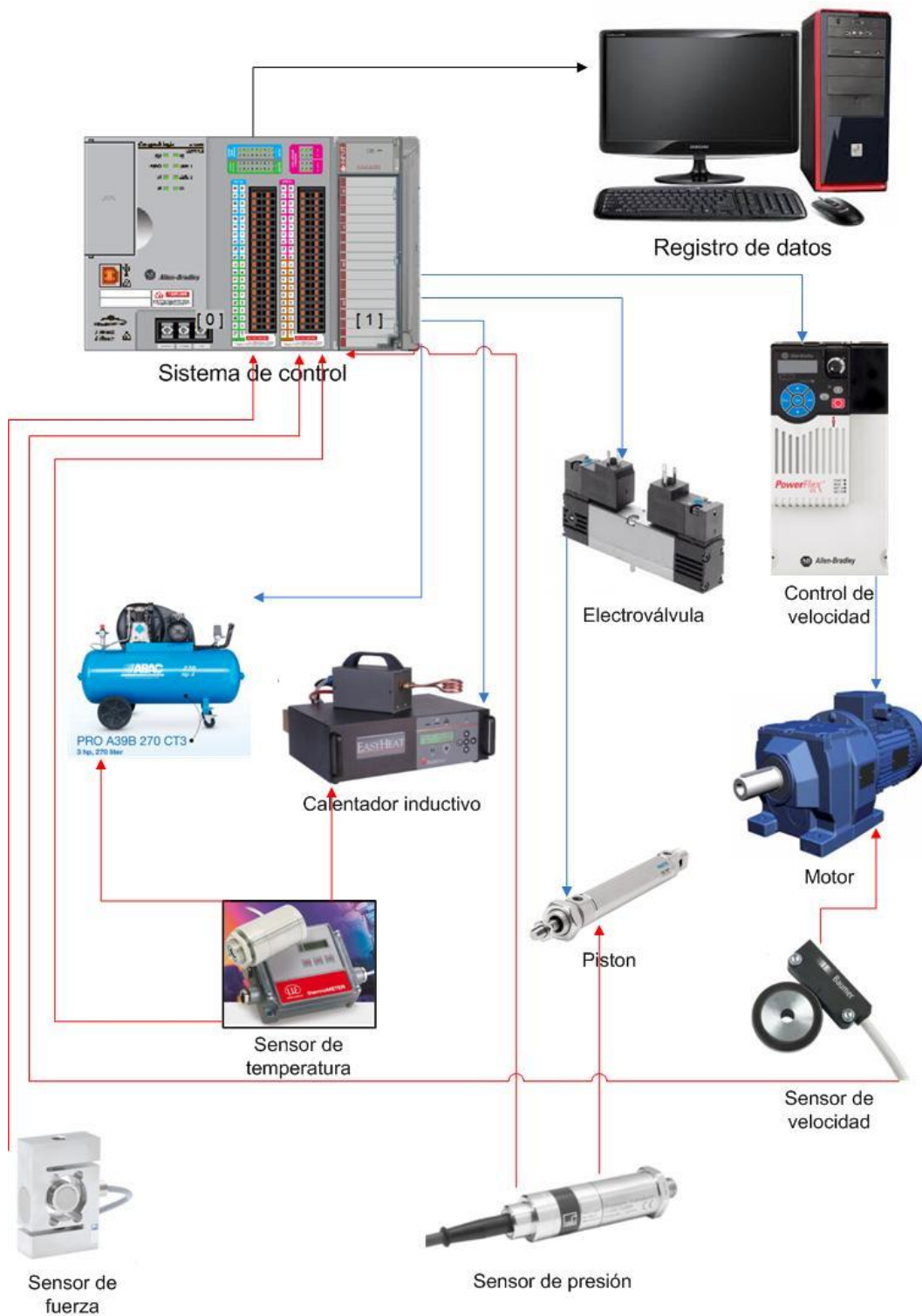


Ilustración 61. Anexo 3. Esquema del sistema de control (Autores, 2014)

