



# DISEÑO DE UN EQUIPO PARA MEDIR COEFICIENTES DE FRICCIÓN EN VÍAS FERROVIARIAS

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
PRESENTA

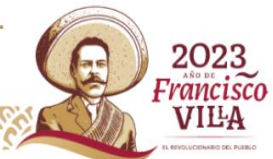
EBER MISRAIM GÓMEZ SANDOVAL

DIRECTOR:  
DRA. MARISA MORENO RIOS

SINODALES:  
DR. EDGAR ERNESTO VERA CÁRDENAS  
DR. ARMANDO IRVIN MARTÍNEZ PÉREZ

Pachuca de Soto, Hidalgo, diciembre de 2023.

119 páginas.





Pachuca de Soto, Hidalgo, 11/enero/2024  
Circular No. 008/2024

**C. ING. EBER MISRAIM GÓMEZ SANDOVAL  
PRESENTE**

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

Diseño de un equipo para medir coeficientes de fricción en vías ferroviarias

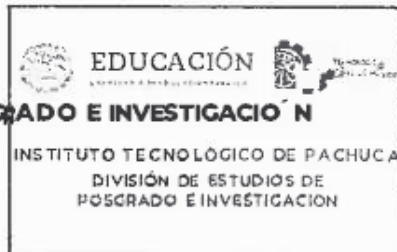
se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y, en consecuencia, se autoriza su impresión.

**ATENTAMENTE**

*Excelencia en Educación Tecnológica.*

*"El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia"*

**M. A. C. ELODIA CLAUDIA GUERRERO ORTIZ**  
**JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**



ccp. Archivo

ECGO/lmpp





### Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica ACTA

Siendo las 13:00 horas del 17 de febrero de 2023, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del tema de Tesis: *Diseño de un equipo para medir coeficientes de fricción en vías ferroviarias*, con el siguiente contenido:






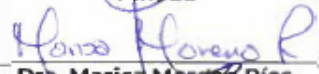



1. Introducción
  2. Estado del arte
  3. Marco teórico
  4. Metodología de diseño
  5. Diseño conceptual
  6. Resultados
- Conclusiones

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Eber Misraim Gómez Sandoval obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dra. Marisa Moreno Ríos.

#### **A T E N T A M E N T E**

«Excelencia en Educación Tecnológica»

«El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia»

 Dr. Ignacio Ramírez Vargas	 Dr. Juan Serrano Arellano	 Dr. Luis Manuel Palacios Pineda
 Dra. Erika Osiris Avila Dávila	 Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas	 Dra. Marisa Moreno Ríos
 Dr. Armando Irvin Martínez Pérez	 Dr. Francisco Noe Demesa López	 Dr. Hugo Francisco Abundis Fong



## **Agradecimientos**

A DIOS por ser el forjador de mi vida y de mi camino.

A Mi Hijo Elián Misraim Gómez Martínez, por darme esa felicidad no encontrada en mí, por acompañarme en mis días buenos, malos y peores, estando siempre conmigo y por tantas anécdotas he historias que hemos pasado juntos, escrito y que nos faltan por cumplir Te Amo Hijo.

Al Instituto Tecnológico de Pachuca, por permitirme seguir con mis estudios y proyecto de vida.

Al CONAHCYT (Consejo Nacional de Humanidades, Ciencia y Tecnología) por la beca otorgada para el desarrollo de los estudios de maestría que dieron el origen a la investigación de este proyecto.

A mi director de tesis, Dra. Marisa Moreno Ríos, por la atención, apoyo y enseñanza brindada en mi formación académica.

A mis codirectores Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas y Dr. Armando Irvin Martínez Pérez, por sus enseñanzas y apoyo.

A mis padres †Flaviano Gómez Hernández† y Rosa Maricela Sandoval Cruz, por ser mi luz en los momentos más oscuros de mi vida, la esperanza en mis malos momentos y el coraje cuando el miedo me invadía.

A mi novia Ana Karen Romero García, por brindarme su apoyo y amor incondicional, en las buenas, malas y peores circunstancias, así como el grandioso, armonioso y sublime equipo que hacemos juntos.

A mis hermanos, por apoyarme incondicionalmente y motivarme en sus palabras.

## Resumen

En el actual trabajo se llevó a cabo el diseño de un equipo tribológico el cual permita realizar mediciones en los rieles de las vías ferroviarias, para así poder conocer el coeficiente de fricción en la zona de contacto del riel y la rueda, en condiciones, secas, húmedas y lubricadas, usando la metodología de Nigel Cross se diseñó un dispositivo mediante el uso de SolidWorks y analizando su comportamiento a esfuerzos y deformaciones de los componentes del dispositivo con el uso de ANSYS, los materiales propuestos para la manufactura del dispositivo cumplen con las características de fiabilidad, rigidez, ligereza, ergonomía y control. La manufactura y el diseño del equipo permitió obtener un coeficiente aproximado de 0.11 a 0.19 en condiciones secas, en condiciones húmedas 0.01 a 0.1, en comparación con otros equipos, como el equipo de péndulo con valores de 0.55 a 0.68 en condiciones secas, en condiciones húmedas de 0.23 a 0.25, el equipo bogie instrumentado, con valores de 0.2 a 0.4 en condiciones secas, en condiciones húmedas 0.05 a 0.2, mediciones realizadas en vías férreas con dispositivos ya existentes en el mercado con resultados publicados.

**Palabras clave:** Diseño, Ergonomía, Equipo, Manufactura, Condiciones, Fricción, Tribología, Coeficientes.

## **Abstract**

In the current work was carried out the design of a tribological equipment which allows measurements on the rails of railway tracks, in order to know the coefficient of friction in the contact zone of the rail and the wheel, in dry, wet and lubricated conditions, using the Nigel Cross methodology, a device was designed using SolidWorks and analyzing its behavior to stresses and deformations of the device components with the use of ANSYS, the materials proposed for the manufacture of the device meet the characteristics of reliability, stiffness, lightness, ergonomics and control. The manufacture and design of the equipment allowed obtaining an approximate coefficient of 0.11 to 0.19 in dry conditions, in wet conditions 0.01 to 0.1, compared to other equipment, such as pendulum equipment with values of 0.55 to 0.68 in dry conditions, in wet conditions from 0.23 to 0.25, the instrumented bogie equipment, with values from 0.2 to 0.4 in dry conditions, in wet conditions 0.05 to 0.2, measurements made on railroad tracks with devices already existing in the market with published results.

**Key words:** Design, Ergonomics, Equipment, Manufacturing, Conditions, Friction, Tribology, Coefficients.

# ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos.....	III
Resumen.....	IV
Abstract.....	V
ÍNDICE GENERAL.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
NOMENCLATURA.....	XVIII
UNIDADES.....	XIX
GLOSARIO.....	XX
INDICE DE ECUACIONES.....	XXI
1. Introducción.....	23
1.1. Planteamiento del problema.....	24
1.1.1. Dispositivos usados en la obtención de coeficientes de fricción en vías férreas.....	26
1.1.2. Bogíes instrumentados.....	26
1.1.3. Tribómetros de alta velocidad.....	27
1.1.4. Equipos a escala real, fijados en un laboratorio de pruebas.....	27
1.1.5. Péndulo portátil.....	28
1.1.6. Equipo manual de baja velocidad.....	29
1.2. Justificación.....	30
1.3. Hipótesis.....	30

1.4. Objetivos.....	30
1.4.1. Objetivo general .....	30
1.4.2. Objetivos específicos .....	30
2. Estado del arte .....	32
2.1. Métodos para medir el desgaste del hongo en una vía férrea.....	33
2.1.1. Método manual para medir el desgaste del hongo en una vía férrea .....	33
2.1.2. Método automático para medir el desgaste del hongo en una vía férrea .....	34
2.1.3. Mantenimiento de las vías férreas .....	34
2.2. Tipos de tribómetros para medir adhesión en vías férreas.....	37
2.2.1. Tribómetro manual.....	37
2.2.2. Tribómetro estático.....	38
2.2.3. Tribómetro de péndulo .....	39
2.3. Tipos de tribómetros para medir adhesión en carreteras.....	40
2.3.1. Tribómetro por rodadura neumática para vías terrestres .....	40
2.3.2. Tribómetro probador de ruedas portátil.....	42
3. Marco teórico.....	43
3.1. Superficies de contacto rueda – riel .....	46
3.2. Presencia de un tercer cuerpo lubricante en la cara rueda-riel .....	49
3.3. Efecto de los contaminantes en el desgaste, la fatiga y la tracción .....	51
3.4. Contaminantes .....	52
3.4.1. Hojas.....	52
3.4.2. Aceite o grasa .....	55
3.5. El coeficiente de fricción, la adherencia y la distancia de frenado.....	55
3.6. Modificación de la fricción .....	57
3.7. Estudios de casos relacionados con el contacto Rueda-Riel .....	58
3.7.1. Estudio de contacto rueda riel: Europa Experiencia en el metro de Londres Línea Victoria del metro de Londres .....	58
3.7.2. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Canadiense E. MAGEL y P. SROBA .....	59
3.7.3. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia japonesa M. ISHIDA, Instituto de Investigación Técnica Ferroviaria de Japón .....	60
3.7.4. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Australiana .....	61
3.7.5. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Holandesa .....	63



4.	Metodología de diseño .....	64
4.1.	Clarificación de objetivos.....	65
4.2.	Establecimiento de funciones .....	66
4.3.	Requerimientos .....	67
4.4.	Determinación y características .....	68
4.5.	Generación de alternativas .....	68
4.6.	Evaluación de alternativas.....	69
5.	Diseño conceptual.....	71
5.1.	Componentes del dispositivo .....	72
5.2.	Descripción de los dos principales componentes 1 y 2, preexistentes al diseño presente del prototipo.....	73
5.3.	Componente 1, “medición en banda de rodadura” (Celda frontal. ....	75
5.4.	Componente 2, “medición en la zona lateral del hongo” (Celda lateral).....	76
5.5.	Chasis.....	77
5.6.	Barra estabilizadora .....	78
5.7.	Barra de empuje .....	78
5.8.	Ruedas de desplazamiento lineal .....	79
6.	Resultados.....	80
6.1.	Sistema aplicación de carga.....	81
6.2.	Esfuerzos en los pernos .....	83
6.3.	Cálculo las reacciones en los puntos A y B de las ruedas de desplazamiento.....	85
6.4.	Cálculo de energía de deformación en las barras (correderas lineales de 8mm) .....	85
6.5.	Cálculo de la energía de trabajo del collarín .....	87
6.6.	Cálculo de presión ejercida en la rueda de contacto del dispositivo .....	88
6.7.	Cálculos de ANSYS .....	89
6.7.1.	Aplicador de carga para sistema frontal del equipo.....	89
6.7.2.	Rueda de contacto – riel para elemento de la carga frontal.....	90
6.7.3.	Barras de soporte y desplazamiento lineal (correderas).....	91
6.7.4.	Barra de empotramiento para elementos laterales del equipo.....	92
6.7.5.	Chasis (cuerpo del equipo) .....	93
6.8.	Materiales empleados para la elaboración del equipo .....	94
6.9.	Instrumentación y control .....	96
6.9.1.	Programación para la obtención de valores en la celda frontal y obtención de valores ..	96

6.9.2. Celda de carga, módulo, especificaciones y características. ....	96
6.9.3. Especificaciones técnicas de la celda de carga .....	97
6.9.4. Especificaciones técnicas del módulo hx711.....	97
6.9.5. Características módulo hx711 .....	98
6.9.6. Programación y diagrama de la celda de carga frontal, para la obtención de valores en la parte alta del riel (banda de rodadura) .....	98
6.10. Celda de carga lateral, para la obtención de valores en la parte del hongo de la vía .....	98
6.10.1. Especificaciones técnicas.....	99
6.11. Display LCD 16x2 1602.....	100
6.12. Módulo para interfaz .....	100
6.12.1. Programación y diagrama para la celda de carga lateral, para la obtención de valores en la parte del hongo de la vía .....	101
6.12.2. Batería sellada de ácido-plomo de 12Vcc a 12 Ah.....	101
6.13. Validación del equipo .....	102
6.14. Pruebas del dispositivo E.M.G. ....	103
7. Conclusiones.....	110
8. Referencias .....	112
Anexo 1 .....	117
Anexo 2 .....	118

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. A) Fatiga por contacto “liso”, B) Fisuras superficiales “spalling”, C) Fatiga por contacto de rodadura, [1] [2]. .....	25
Figura 2. A) Zona de contacto rueda – riel en tramos rectos de vía férrea, B) Zona de contacto rueda – riel en tramos curvos [2]. .....	25
Figura 3. Bogie instrumentado [5]. .....	26
Figura 4. Tribómetro de tracción mecánica [5]. .....	27
Figura 5. Tribómetro a escala real [5]. .....	28
Figura 6. Equipo de péndulo portátil [6]. .....	28
Figura 7. Equipo manual [7]. .....	29
Figura 8. Contacto en banda de rodadura de una rueda-riel férreo [8]. .....	29
Figura 9. A) Medidor digital, B) Aplicación de un medidor digital en un riel férreo [12]. .	33
Figura 10. Carro de vía inercial, para medir el desgaste en vías férreas [13], [14]. .....	34
Figura 11. Máquina perfiladora de vías férreas [16], [17]. .....	35
Figura 12. Zona de contacto de rueda riel; A) Trayectos rectos, B) Trayectos curvos [19].	36
Figura 13. Superficies de contacto entre riel y rueda [20]. .....	37
Figura 14. Tribómetro manual [21]. .....	38

Figura 15. Tribómetro estático de simulación de ruedas y rieles férreos [22]. .....	38
Figura 16. Componentes de tribómetro estático, imagen esquemática: 1. Cilindro de carga vertical, 2. Carro de carga, 3. Cilindro lateral de carga, 4. Sensor de carga lateral, 5. Sensor de carga vertical, 6. Rueda de simulación, 7. Riel de simulación, 8, Placa giratoria, 9. Placa base o sensor longitudinal, 10. Eje de transmisión, 11. Codificador de eje óptico, 12. Motor de CC ZQDR-204 [22]. .....	39
Figura 17. Tribómetro de péndulo y componentes, imagen detalle: a) Graduación de pérdida de Energía, b) Soporte ajustable de altura, c) Brazo móvil, d) Empalme deslizante e) Modificador de altura, f) Estabilizadores [23], [7]. .....	40
Figura 18. Tribómetro de rodadura neumática [25]. .....	41
Figura 19. Tribómetro de ruedas portátil [25]. .....	42
Figura 20. Representación esquemática de las variables presentes en un contacto rueda-riel [28]. .....	44
Figura 21. Área de contacto rueda – riel, según el tramo de vía. A) tramo recto, B) tramo de curva [6]. .....	45
Figura 22. Posición de contacto durante la curvatura [6] .....	46
Figura 23. Superficie de contacto A) En tramo recto, B) En tramo de curva [6]. .....	46
Figura 24. Contacto rueda-riel y fricción en la cara de contacto [31]. .....	47
Figura 25. Regiones de contacto en la cara rueda – riel [32] [33]. .....	47
Figura 26. Coeficiente de fricción dependiente de las zonas de adhesión y deslizamiento [34]. .....	48

Figura 27. Esquema del proceso cortante de un cuerpo lubricante [37].....	50
Figura 28. Representación de la aplicación de lubricante [37].....	50
Figura 29. Esquema de arrastre y fractura sucesiva de partículas [4] [8].....	52
Figura 30. Expulsión de partículas de arena de un contacto entre dos discos [8]. .....	53
Figura 31. A) Riel, B) Rueda, después de 6000 ciclos de funcionamiento contaminación de partículas de granito [40].....	54
Figura 32. Gráfica de coeficientes de tracción con las siguientes condiciones de arena [40]. .....	54
Figura 33. Esquema de una rueda. $R$ = radio de rueda (m), $M$ =par (Nm), $v$ =velocidad (m/s), $\omega$ =velocidad de rotación (rad/s), $F$ =fuerza tangencial (N) [41]. .....	56
Figura 34. Relación de las fuerzas tangenciales y la adherencia [6]. .....	56
Figura 35. Relación entre fuerza tangencial y el deslizamiento en la rueda al contacto con el riel [6]. .....	57
Figura 36. Coeficientes de fricción ideales en el contacto rueda-riel [13], [42]. .....	57
Figura 37. Lavado de rieles a alta presión [43]. .....	58
Figura 38. Desgaste de un riel alto, en curva cerrada [18]. .....	61
Figura 39. (a) Corrugaciones de riel paso corto, b) Corrugaciones de riel pasó largo [12].	62
Figura 40. Cambios típicos en el contacto rueda riel [42].....	63
Figura 41. Diagrama de bloques de la metodología de diseño [46]. .....	65

Figura 42. Clarificación de objetivos. ....	66
Figura 43. Establecimiento de funciones (caja negra).....	66
Figura 44. Establecimiento de funciones para la obtención de un coeficiente de fricción (caja transparente). ....	67
Figura 45. Casa de la calidad.....	68
Figura 46. Diseño conceptual dispositivo completo, vista isométrica. ....	72
Figura 47. Dispositivo completo y su número de componentes, vista lateral. ....	72
Figura 48. Medición en la banda de rodadura (1) y parte lateral del hongo (2), vista frontal. ....	74
Figura 49. Celda de carga frontal (componentes y despiece).....	75
Figura 50. A) vista isométrica, B) vista lateral, C) vista isométrica derecha de la celda de carga frontal.....	75
Figura 51. Celda de carga lateral (componentes y despiece). ....	76
Figura 52. D) vista isométrica, E) vista lateral, F) vista frontal de la celda de carga lateral. ....	76
Figura 53. Diseño de chasis (componentes y despiece). ....	77
Figura 54. Perfil cuadrado de 4 pulg. X 4 pulg, vista isométrica .....	77
Figura 55. Perfil cuadrado, acondicionado, barrenado y adaptado, vista lateral.....	78
Figura 56. Barra intermedia estabilizadora.....	78

Figura 57. Bastón de empuje. ....	79
Figura 58. Ruedas de desplazamiento. ....	79
Figura 59. Geometría de un tornillo de rosca ACME [46]. ....	81
Figura 60. Aplicación de carga en tornillo ACME [47]. ....	83
Figura 61. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en pernos y ubicación de pernos en el dispositivo. ....	84
Figura 62. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en pernos de las ruedas de desplazamiento. ....	85
Figura 63. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en collarín y barras (correderas lineales). ....	86
Figura 64. Deformación total del sistema de aplicación de carga (esparrago). ....	89
Figura 65. Esfuerzo equivalente del sistema de aplicación de carga (esparrago). ....	90
Figura 66. Deformación en la rueda de medición en la celda de carga frontal. ....	90
Figura 67. Esfuerzo equivalente en rueda de medición y contacto. ....	91
Figura 68. Deformación en barras de desplazamiento (parte frontal del quipo). ....	91
Figura 69. Esfuerzo en barras de desplazamiento (parte frontal del equipo). ....	92
Figura 70. Deformación en barra de empotramiento lateral. ....	92
Figura 71. Esfuerzo en barra de empotramiento lateral. ....	93

Figura 72. Deformación máxima en chasis debido a cargas aplicadas. ....	93
Figura 73. Esfuerzos en chasis debido a cargas aplicadas.....	94
Figura 74. Perfil de PTR de 4 pulgadas (101.6 mm).....	94
Figura 75. A) Barras estabilizadoras, B) Rodamientos, C) Celda de carga 50 kg. ....	95
Figura 76. Collarín-Carro de deslizamiento. ....	95
Figura 77. Tarjeta Arduino y accesorios [51].....	96
Figura 78. Celda de carga plana de 50 kg y módulo Hx711 [52].....	96
Figura 79. Celda de carga sección rectangular de 20 kg. [54].....	99
Figura 80. Display LCD 16x2 [53].....	100
Figura 81. Módulo para interfaz LCD1602.....	100
Figura 82. Batería recargable para la portabilidad del dispositivo [54]. ....	101
Figura 83. Vías férreas (lugar donde se realizaron las pruebas).....	103
Figura 84. Dispositivo E.M.G. ....	103
Figura 85. Instalación del dispositivo para obtención de resultados. ....	104
Figura 86. Calibración del dispositivo.....	104
Figura 87. Dispositivo acerado.....	105
Figura 88. Muestra de resultados.....	105



Figura 89. Pruebas en banda de rodadura de la vía y muestra de resultados.....	105
Figura 90. Placa Soporte.....	106
Figura 91. Cubo (collarín).....	106
Figura 92. Placa soporte ensamblada al dispositivo <b>E.M.G.</b> con sus celdas de carga acopladas. ....	106
Figura 93. Cubo (collarín) ensamblado en el carro de desplazamiento en conjunto con el aplicador de carga.....	107
Figura 94. Dispositivo <b>E.M.G.</b> con piezas manufacturadas ya ensambladas. ....	107
Figura 95. Dispositivo <b>E.M.G.</b> montado en tramo de vía férrea.....	108
Figura 96. Vista lateral derecha del dispositivo <b>E.M.G.</b> montado en tramo de vía férrea.	108
Figura 97. Vista lateral izquierda del dispositivo <b>E.M.G.</b> montado en tramo de vía férrea. ....	109
Figura 98. Contacto rueda-riel para la obtención de resultados en la banda de rodadura. .	109

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Requisitos y especificaciones. ....	67
Tabla 2. Consideración de alternativas de diseño.....	69
Tabla 3. Clasificación y evaluación.....	69
Tabla 4. Criterios de evaluación de alternativas.....	70
Tabla 5. Comparativa de coeficientes de fricción con diferentes equipos. ....	102

## NOMENCLATURA

<b><i>p</i></b>	Paso $\frac{\text{hilos}}{\text{mm}}$
<b><i>P</i></b>	Carga aplicada $N/m^2$
<b><i>d<sub>c</sub></i></b>	Diámetro de cresta. <i>mm</i> (del tornillo ACME).
<b><i>f<sub>c</sub></i></b>	Factor de fricción (del tornillo ACME).
<b><i>d<sub>m</sub></i></b>	Diámetro medio <i>mm</i> (del tornillo ACME).
<b><i>d<sub>r</sub></i></b>	Diámetro de raíz <i>mm</i> (del tornillo ACME).
<b><i>r<sub>c</sub></i></b>	Radio del collarín <i>mm</i> (del tornillo ACME).
<b><i>m</i></b>	Masa ( <i>kg = kilogramos</i> )
<b><i>W</i></b>	Peso $m * g$ ( <i>m = masa, g = gravedad</i> ).
<b><i>E</i></b>	Módulo de elasticidad.
<b><i>G</i></b>	Módulo de rigidez.
<b><i>U</i></b>	Energía
<b><i>N</i></b>	Numero de hilos (del tornillo ACME).
<b><i>l</i></b>	Avance longitudinal <i>mm</i> (desplazamiento del tornillo ACME).
<b><i>n<sub>0</sub></i></b>	Número de revoluciones <i>rev/min</i>
<b><i>f</i></b>	Coefficiente de fricción (tornillo - collarín)
<b><i>COF</i></b>	Coefficiente de fricción
<b><math>\Delta_m</math></b>	Elongación máxima

## UNIDADES

<b><i>a</i></b>	Tamaño de grieta
<b><i>d</i></b>	Diámetro (metros)
<b><i>D</i></b>	Distancia (metros)
<b><i>h</i></b>	Hora
<b>Hz</b>	Hertz
<b>J</b>	Jules
<b><i>r</i></b>	Radio
<b>Lb</b>	Libras
<b>kg</b>	Kilogramos
<b>Km</b>	Kilómetros
<b>Km/h</b>	Kilómetros por hora
<b>kN</b>	Kilonewton
<b>mm</b>	Milímetros
<b>mm<sup>2</sup></b>	Milímetros cuadrados
<b>MPa</b>	Megapascales
<b>s</b>	Segundo

## GLOSARIO

✓ **Balasto:** Capa de grava o de piedra machacada de fácil drenaje, que se tiende sobre la explanación de los ferrocarriles para asentar y sujetar sobre ellas las traviesas.

✓ **Banda de rodadura:** Superficie de contacto entre la llanta y el carril.

✓ **“Bogie”:** Término inglés que designa al carro o eje al que se fijan las ruedas de un vehículo ferroviario, que soporta un vagón, el extremo de arrastre de una locomotora o un extremo de un vehículo, y que puede pivotar bajo él.

✓ **Cubo:** Elemento mecánico que establece la unión entre la rueda y el eje.

✓ **Defecto.** Falta de algo esencial para la integridad en los metales, es una discontinuidad cuyo tamaño y posición es tal que el uso del objeto podría verse perjudicado.

✓ **Descarrilar:** Efecto de salirse las ruedas de un vehículo ferroviario de los carriles de la vía por donde circula.

✓ **Desgaste:** Pérdida progresiva de material de una superficie de un sólido debido a una acción mecánica.

✓ **Disco de freno:** Disco de acero altamente resistente a la fricción sobre el que actúan las pastillas de freno de disco.

✓ **Eje:** Pieza cilíndrica sobre la que se montan las ruedas.

✓ **Fisura:** Grieta o hendidura que se produce en un material.

✓ **Llanta:** Corona circular metálica que, calada sobre el núcleo constituye la superficie de rodadura de la rueda sobre el carril.

✓ **Plano:** Zona plana en la superficie de rodadura de la rueda de un vehículo ferroviario, causada generalmente por patinaje de la rueda en el frenado; también se conoce como aplanadura.

✓ **“Shattering”:** Pérdida de material de rueda debido a inclusiones internas situadas en zonas de contacto sometidas a altas tensiones.

✓ **“Shelling”:** Pérdida de material de rueda debido a la fatiga de contacto de rodadura.

✓ **“Spalling”:** Pérdida de material de rueda debido al agrietamiento de la superficie.

✓ **“Spin”:** Movimiento de giro producido por la componente perpendicular a la superficie de contacto rueda - carril de la velocidad de rotación de la rueda.

✓ **Zapata:** Pieza metálica o de algún otro material resistente que se aplica contra la llanta de la rueda para frenarla.

## INDICE DE ECUACIONES

- Área de un círculo

$$A = \pi * r^2$$

$A = \text{área}$

$r = \text{radio}$

- Área de un rectángulo

$$A = b * h$$

$b = \text{base}$

$h = \text{altura}$

- Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

$\sigma = \text{esfuerzo normal}$

$P = \text{carga aplicada}$

- Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{P}{A}$$

$\tau = \text{esfuerzo cortante}$

- Esfuerzo cortante promedio

$$T_{\text{prom}} = \frac{F_T}{2A}$$

$T_{\text{prom}} = \text{esfuerzo cortante promedio}$

$F = \text{fuerza ejercida}$

- Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\text{max}} = \frac{Tc}{J}$$

$\tau_{\text{max}} = \text{esfuerzo cortante máximo}$

$T = \text{Par de torsión}$

$J = \text{Segundo momento polar de inercia}$

$c = r = \text{radio}$

- Torque de elevación de una carga

$$T_R = \frac{Pd_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d m}{\pi d_m - fl} \right) - \frac{P f_c d_c}{2}$$

- Torque de descenso de una carga

$$T_L = \frac{Pd_m}{2} \left( \frac{\pi f d m - l}{\pi d_m - fl} \right) - \frac{P f_c d_c}{2}$$

- Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_b = \frac{P}{td}$$

$P = \text{carga}$

$t = \text{espesor de la placa}$

$d = \text{diametro del perno}$

- Elongación máxima

$$\Delta_m = \frac{\sigma_{EF} L}{E}$$

$E = \text{módulo de elasticidad}$

$F = \text{fuerza}$

$L = \text{longitud}$

- Energía de deformación

$$U = \frac{EA \Delta_m^2}{2L}$$

$E = \text{módulo de elasticidad}$

$F = \text{área}$

$\Delta_m^2 = \text{deformación}$

$L = \text{longitud}$

- Área de una elipse

$$A = \pi * a * b$$

$a = \text{radio menor}$

$b = \text{radio mayor}$

- Presión máxima de contacto de una elipse.

$$P_{\text{máx}} = \frac{3F}{\pi * a * b}$$

$F = \text{fuerza aplicada}$

# ***1. Introducción***



Hoy en día las líneas ferroviarias a nivel mundial se encuentran en monitoreo constante tanto visual como experimental, parámetros como la adhesión de contacto rueda riel, la optimización de la lubricación y el uso de aceros de mayor resistencia ha traído como consecuencia que el desgaste disminuya, pero a costa del aumento de la fatiga de contacto en la rodadura [1].

El desgaste irregular (ruedas ovaladas) reduce el confort y aumenta el nivel de ruido, las fisuras superficiales “spalling” producen desprendimiento de material causadas por el deslizamiento de las ruedas o por la acumulación de deformación plástica en la superficie de la banda de rodadura, las razones del deslizamiento son variadas, desde frenos defectuosos, fuerzas de frenado, contaminación del riel con hojas, grasa, hielo, nieve, balasto, arena, lubricante, etc. [2].

La finalidad es detectar problemas como el desgaste de los rieles, fisuras, roturas, hundimientos y topografía del terreno [3]. Permitiendo reducir el riesgo de accidentes, garantizando entre otros aspectos la seguridad de los operarios, la carga y el cuidado del transporte.

El diseño de un dispositivo para la medición de los coeficientes de fricción, permitirá reducir los accidentes en las vías ferroviarias, los costos en mantenimiento y un aumento en el confort de los pasajeros, seguridad y fiabilidad en las vías férreas.

### ***1.1. Planteamiento del problema***

Hoy en día se conoce que los equipos para determinar los coeficientes de fricción en vías ferroviarias son económicamente caros, su instalación requiere de necesidades especiales, en ocasiones no suelen ser fáciles de manejar, ni muy prácticos, se sabe que el desgaste en los sistemas ferroviarios ha sido estudiado por años, abordando diversos problemas tales como la aparición de grietas relacionadas con la fatiga superficial, el comportamiento de las superficies en contacto relacionadas con las cargas dinámicas presentes en los diferentes tramos de vía y el contacto entre la rueda y el riel [3]. Los problemas que se presentan con más frecuencia en las vías férreas se muestran en la figura 1, donde se aprecian detalles como la fatiga por contacto liso, fisuras superficiales “spalling” y la fatiga por contacto de rodadura.

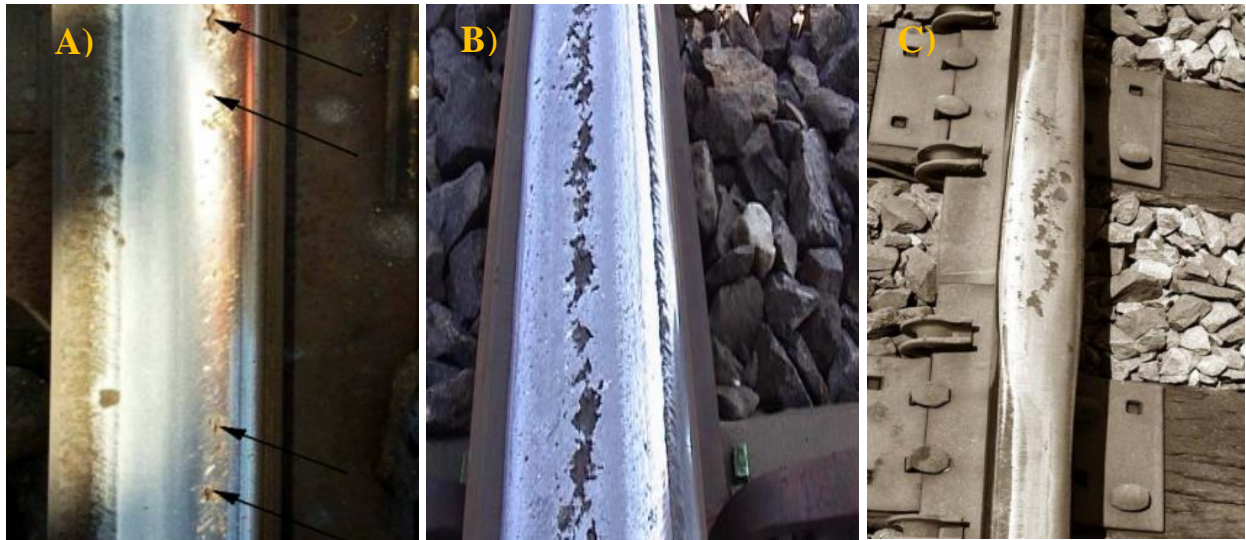


Figura 1. A) Fatiga por contacto “liso”, B) Fisuras superficiales “spalling”, C) Fatiga por contacto de rodadura, [1] [2].

Las principales zonas de contacto que tiene un riel férreo con la rueda del tren, se muestran en la figura 2, donde la región de la rueda y el riel que entra en contacto se esquematiza para cada una de las zonas, a la izquierda se muestra el contacto presente en tramos de vía rectos y a la derecha el contacto que experimenta cada uno de los elementos en tramos de curvatura.

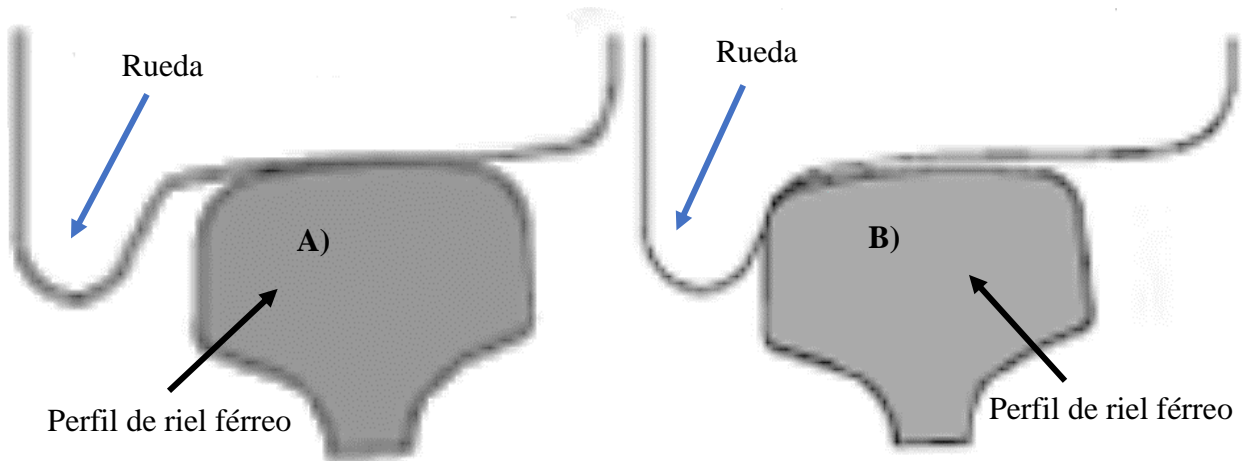


Figura 2. A) Zona de contacto rueda – riel en tramos rectos de vía férrea, B) Zona de contacto rueda – riel en tramos curvos [2].

El equipo que se diseñó se espera que cumpla con las características de ser preciso en la toma de lecturas, práctico y dinámico en el armado, fácil de operar al usarse y la toma de lecturas en las zonas de contacto rueda – riel en tramos rectos y curvos de las vías férreas.

Permitiendo reducir el riesgo de accidentes, garantizando entre otros aspectos la seguridad de los operarios, la carga y el cuidado del transporte, en la Figura 1 se aprecia el tipo de desgaste que se genera en estas superficies por contacto liso, fisuras y fatiga por rodadura.

### ***1.1.1. Dispositivos usados en la obtención de coeficientes de fricción en vías férreas***

El uso de sistemas ferroviarios ha aumentado en los últimos años; ya sea en trenes de pasajeros o de transporte pesado. Los sistemas ferroviarios deben tener una alta fiabilidad y seguridad del sistema, lo que requiere la minimización de los fallos de funcionamiento causados por un mantenimiento inadecuado e inoportuno, por lo tanto, obteniendo un sistema de ahorro de dinero, energía y aumento de la vida útil. El vehículo ferroviario consta de muchos subsistemas; sin embargo, en particular, las ruedas están en estrecha interacción con la vía férrea [4]. Haciendo uso de diversos dispositivos para poder medir un coeficiente de fricción óptimo bajo diferentes condiciones (secas, húmedas y lubricadas) en las vías férreas.

### ***1.1.2. Bogíes instrumentados***

En un bogie instrumentado se pueden realizar mediciones en tiempo real, estas mediciones tienen un alto costo por la instrumentación usada y las pruebas que se realizan son de larga duración. En la figura 3, se puede apreciar un bogie el cual es utilizado para instrumentarlo y equiparlo para las mediciones de los coeficientes de fricción.

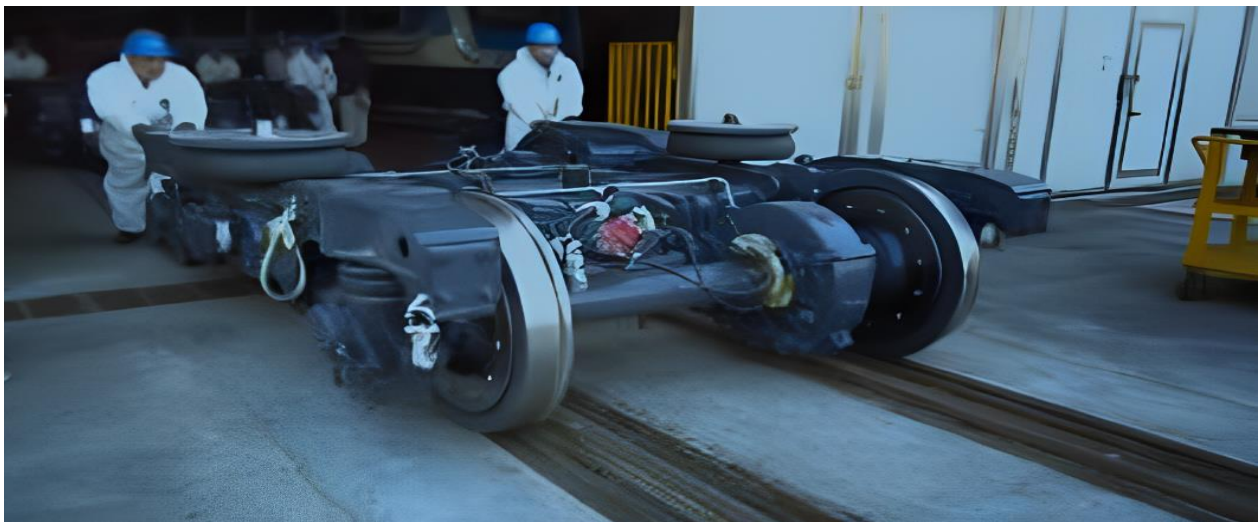


Figura 3. Bogie instrumentado [5].

### ***1.1.3. Tribómetros de alta velocidad***

Estos equipos cuentan con la capacidad de medir en ambos rieles simultáneamente. La posición de medición en el riel se puede ajustar como se requiera. La velocidad de operación es mayor a los 48km/h, por lo que se debe acoplar a un vehículo para empujarlo y así obtener las mediciones pertinentes. En la figura 4 se aprecia un tribómetro de tracción mecánica empujado por una camioneta para obtener las mediciones del coeficiente de fricción.



Figura 4. Tribómetro de tracción mecánica [5].

### ***1.1.4. Equipos a escala real, fijados en un laboratorio de pruebas***

Este tribómetro en escala real, puede simular diferentes condiciones de contacto rueda-riel, y de operación como velocidad y carga por rueda, la desventaja es que solo puede medir de forma recta (en la parte alta del hongo del riel), y únicamente es estático, no se puede transportar a pruebas de campo. En la figura 5, se aprecia el equipo en escala real, fijado en laboratorio.



Figura 5. Tribómetro a escala real [5].

#### *1.1.5. Péndulo portátil*

Es un equipo, que se puede usar en campo y en laboratorio, por su diseño es necesario adaptarlo en una base para colocarlo en las vías, así mismo es necesario calibrarlo después de cada prueba realizada. En la figura 6, se aprecia un péndulo portátil.



Figura 6. Equipo de péndulo portátil [6].

### 1.1.6. Equipo manual de baja velocidad

La operación es de baja velocidad, al paso del operador, pero se puede medir en las diferentes zonas del hongo del riel. En la figura 7, se muestra el dispositivo manual, haciendo contacto en la banda de rodadura y en la figura 8, se aprecia la representación de la rueda de un vehículo férreo en la parte de la banda de rodadura, de forma semejante al equipo manual en contacto con la banda de rodadura.



Figura 7. Equipo manual [7].

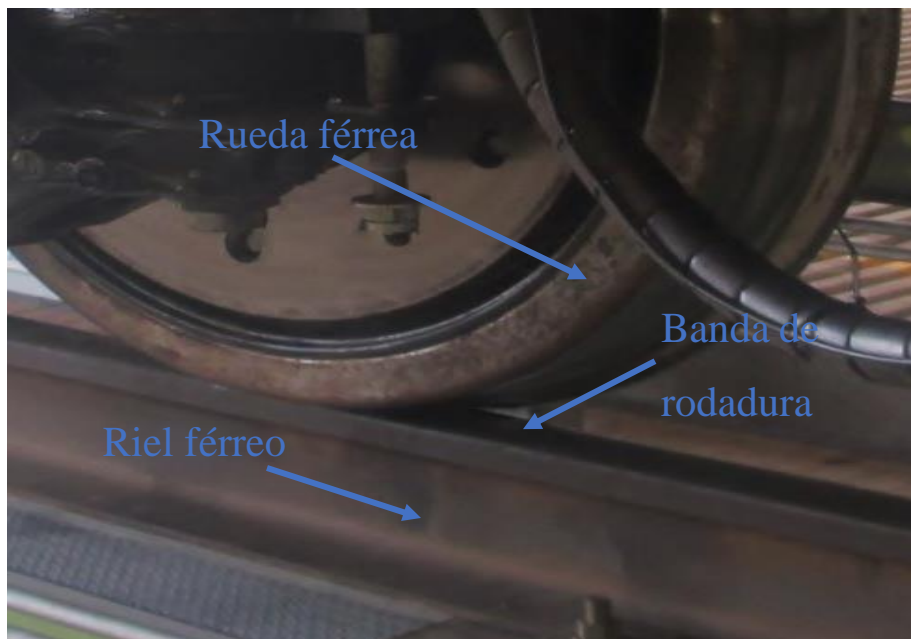


Figura 8. Contacto en banda de rodadura de una rueda-riel férreo [8].

El diseño que se va a realizar deberá de contar con ciertas características como lo es la ergonomía, accesibilidad de trabajo, fabricación económica y sobre todo fácil de operar. Así mismo los resultados que arroje el prototipo, deberán cumplir con lo necesario para poder obtener valores de coeficiente de fricción requeridos para la tracción y el frenado de los trenes y así contar con un equipo apropiado para evaluar fricción en curvas y rectas de las vías ferroviarias.

## ***1.2. Justificación***

Debido a que los equipos actuales son costosos, su aplicación es complicada, incluso requieren de capacitación de personal para hacer uso de dichos equipos, es por ello la necesidad de diseñar un equipo más accesible, ergonómico, practico y confiable capaz de medir la fricción, por lo que se propone diseñar un dispositivo capaz de medir el coeficiente de fricción que existe en las vías ferroviarias, permitiendo tomar decisiones de seguridad en aspectos tribológicos. Este dispositivo permitirá conocer el coeficiente de fricción en la parte alta del riel y en el área del hongo, ayudando a predecir futuros daños tribológicos en las vías ferroviarias.

## ***1.3. Hipótesis***

A través de la metodología de diseño de Nigel Cross se diseñó un dispositivo funcional para medir el coeficiente de fricción funcional que se pueda usar en vías ferroviarias.

## ***1.4. Objetivos***

### ***1.4.1. Objetivo general***

- ❖ Diseñar y construir un prototipo de tribómetro para medir el coeficiente de fricción, mediante el contacto rueda - riel en las diferentes zonas del hongo de un riel ferroviario.

### ***1.4.2. Objetivos específicos***

- ✓ Aplicar una metodología de diseño para proponer un prototipo.
- ✓ Diseñar el prototipo por medio del software SolidWorks.

- ✓ Estudiar las características de los materiales para la elaboración de dicho prototipo.
- ✓ Analizar los esfuerzos y deformaciones de los componentes propuestos mediante el uso de ANSYS.
- ✓ Manufacturar el conjunto de componentes para el armado del dispositivo.



## ***2. Estado del arte***

Hoy en día las líneas ferroviarias a nivel mundial se encuentran en un constante monitoreo de parámetros e inspección tanto visual como experimental en la estructura del nivel, ancho alineación de la vía, la curvatura, el perfil del carril, entre otros aspectos que se toman en consideración en su instalación [9]. La finalidad es detectar problemas como el desgaste de los rieles, fisuras, roturas, hundimientos y topografía del terreno [10], permitiendo reducir el riesgo de accidentes, garantizando la seguridad de los operarios, la seguridad de la carga y el cuidado del transporte.

## 2.1. Métodos para medir el desgaste del hongo en una vía férrea

### 2.1.1. Método manual para medir el desgaste del hongo en una vía férrea

Consiste en emplear herramientas manuales (algunas de uso complejo) con las que no se registran continuamente los datos medidos, en la figura 9 se puede apreciar un ejemplo de un equipo manual conocido como medidor digital de desgaste de vías, utilizado principalmente para medir el desgaste vertical y el desgaste lateral de un perfil férreo [11].



Figura 9. A) Medidor digital, B) Aplicación de un medidor digital en un riel férreo [12].

### **2.1.2. Método automático para medir el desgaste del hongo en una vía férrea**

Se emplean equipos que se deslizan por encima del riel, estos equipos cuentan con un sistema de sensores, los cuales registran las medidas constantemente conforme se va avanzando a lo largo de la vía férrea, este tipo de equipos suelen ir equipados con sistemas auxiliares de posicionamiento por satélite, sistemas informáticos (programas), sensores y elementos electrónicos, los cuales permiten la transmisión de datos a puntos remotos [13] como se muestra en la figura 10.



Figura 10. Carro de vía inercial, para medir el desgaste en vías férreas [13], [14].

### **2.1.3. Mantenimiento de las vías férreas**

Una manera de reducir los costos de mantenimiento en las vías férreas es la adición de grasas lubricantes o modificadores de fricción en las zonas de contacto entre la rueda y el riel, cuyo propósito es el de regular la fuerza de fricción, limpiar la zona de contacto y aumentar la eficiencia en la operación.

Con la condición lubricada en la superficie de contacto, se busca una disminución de daños superficiales localizados tanto en la rueda como en el riel, que en ocasiones pueden aumentar la contaminación sonora hasta en cinco veces, alterando el confort y comodidad de los pasajeros [15]. En la figura 11, se muestra una máquina perfiladora de rieles férreos, esta máquina permite dar un acabado a la forma del riel donde se encuentren imperfecciones, esto ayudando a un cuidado de las vías férreas.



Figura 11. Máquina perfiladora de vías férreas [16], [17].

Investigaciones anteriores han mostrado que para cada condición de operación es necesario identificar la cantidad óptima de lubricante o modificador de fricción (MF), que proporcione un mejor desempeño de las superficies frente a fenómenos de desgaste [16].

#### **2.1.4. Evaluación del coeficiente de fricción en vías**

Es importante saber las estimaciones del coeficiente de fricción en una vía férrea, ya que este establece su eficacia de la presencia de lubricación y desgaste, influyendo en el diseño de sistemas óptimos fundados en el ahorro de energía y seguridad. Conservar un adecuado nivel de adherencia es fundamental en los coeficientes de fricción, que pueden llegar a variar entre 0.1 y 0.7, tomando en cuenta las condiciones de trabajo de la banda de rodadura [7]. Los valores sobresalientes a 0.5, típicos de rieles en condiciones secas con cortas distancias de tracción y frenado, son considerados altos y usualmente están asociados a un mayor consumo de energía y un desgaste prematuramente acelerado en los rieles, Trayendo consigo que aparezca la fatiga por contacto en compañía de vibraciones, mismas originadas por los altos niveles de ruido de aproximadamente más de 90db [18].

Los coeficientes de fricción son bajos en la cabeza del riel inferior a 0.2, son típicos de superficies pulidas o en presencia de lubricante, en la figura 12 se muestra la superficie de contacto entre la rueda y el riel [19].

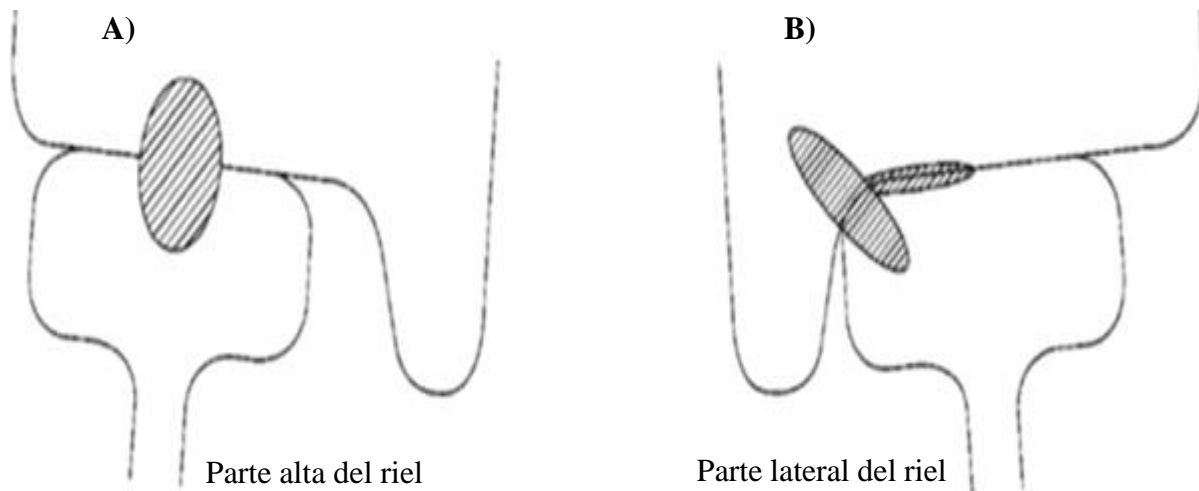


Figura 12. Zona de contacto de rueda riel; A) Trayectos rectos, B) Trayectos curvos [19].

Los coeficientes de fricción menores a 0.2, tienen como consecuencias determinados inconvenientes en el funcionamiento de tracción en las locomotoras, disminuyendo el coeficiente de fricción y teniendo un aumento en la distancia de frenado, ruido suprimido e inapreciable, como la tasa de desgaste, que se eleva cuando la distancia de frenado aumenta al 0.5, valor insuficiente para eliminar los defectos de fatiga por contacto. [19].

En la figura 13, se aprecian las superficies de contacto entre el riel y la rueda, mismas que se estudian para conocer el coeficiente de fricción entre estas dos superficies, ayudando a reducir los costos por mantenimiento.

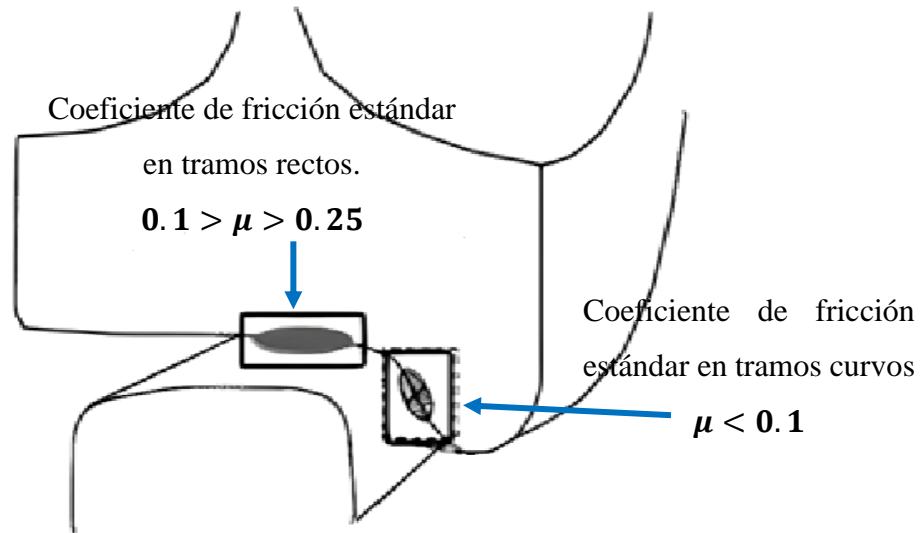


Figura 13. Superficies de contacto entre riel y rueda [20].

## 2.2. Tipos de tribómetros para medir adhesión en vías férreas

En la actualidad existen diferentes tipos de tribómetros para la medición de fricción en vías férreas, entre los que son operados de forma manual.

### 2.2.1. Tribómetro manual

Es un dispositivo que sirve para determinar los valores de fricción existentes en las vías ferroviarias mediante la tracción manual que realiza un operador a lo largo de la vía férrea a una determinada velocidad promedio que oscila entre 0.8 y 1.2 m/s como se muestra en la figura 14 [19]. Este dispositivo se ha implementado en las instalaciones del Metro de Medellín en Colombia, pruebas llevadas a cabo por la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín.



Figura 14. Tribómetro manual [21].

### 2.2.2. Tribómetro estático

Es un equipo utilizado en laboratorios empleado para estudiar el mecanismo de adhesión de una rueda riel, sin considerar la rugosidad de la superficie, en este equipo se aplica la lubricación mixta (aceite, agua, parafina seca, acuosa) para investigar el coeficiente de adhesión bajo contaminantes como agua, aceite y su mezcla de ellos [22]. En la figura 15 se muestra el equipo de laboratorio y en la figura 16 se muestran los componentes de un tribómetro estático.



Figura 15. Tribómetro estático de simulación de ruedas y rieles féreos [22].

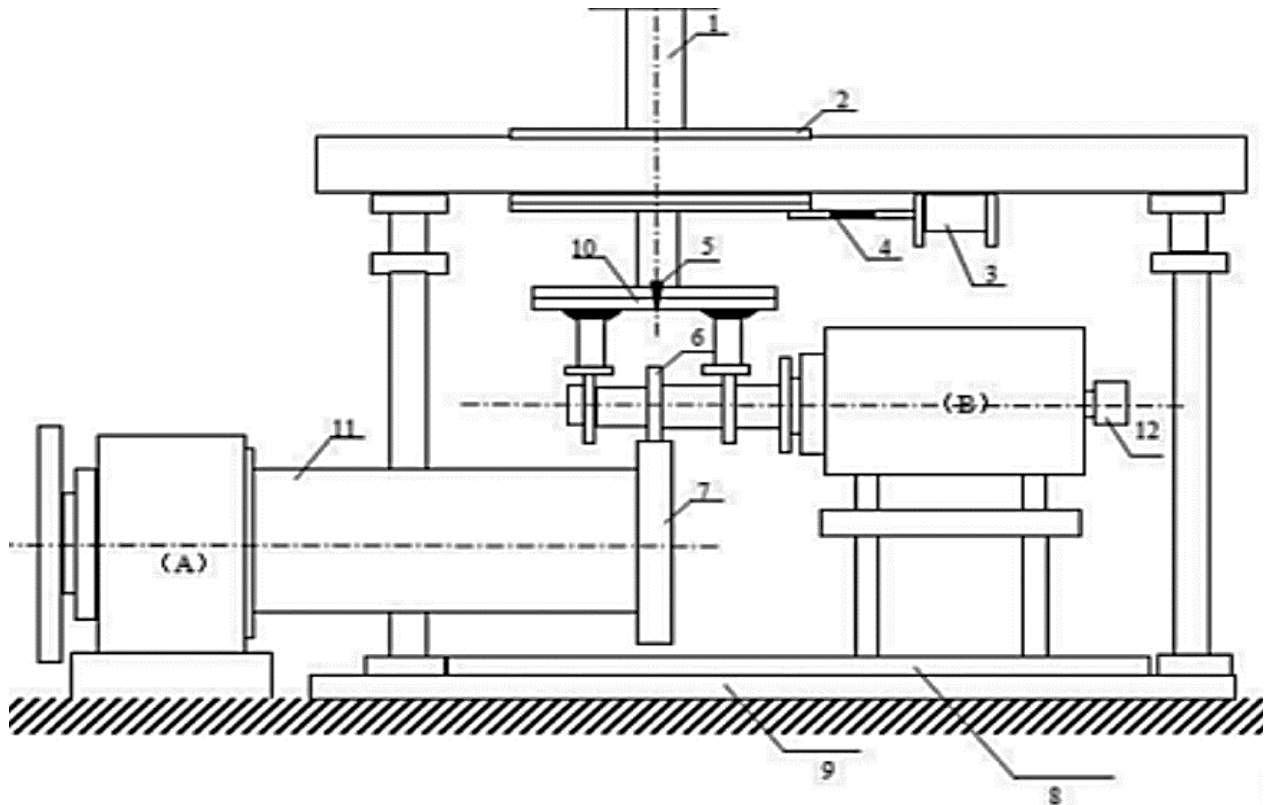


Figura 16. Componentes de tribómetro estático, imagen esquemática: 1. Cilindro de carga vertical, 2. Carro de carga, 3. Cilindro lateral de carga, 4. Sensor de carga lateral, 5. Sensor de carga vertical, 6. Rueda de simulación, 7. Riel de simulación, 8. Placa giratoria, 9. Placa base o sensor longitudinal, 10. Eje de transmisión, 11. Codificador de eje óptico, 12. Motor de CC ZQDR-204 [22].

### 2.2.3. Tribómetro de péndulo

Es un soporte de péndulo rígido, utilizado para la medición de fricción en un punto determinado de la vía férrea, conocido comúnmente como pendulum tester o pendulum rig [17], este dispositivo se basa principalmente en el principio de trabajo de la prueba de impacto Charpy, mediante la pérdida de energía cinética el bloque deslizante que cuenta con una zuela de polímero, entra en contacto con la superficie del riel, permitiendo obtener el cálculo de resistencia al deslizamiento (SRV de sus siglas en inglés Slip Resistance Value) [23] [7].

Este dispositivo se ha empleado para evaluar el coeficiente de fricción en las vías de los sistemas de rodadura neumática y rodadura metálica del STC-Metro en la Ciudad de México [24]. En la figura 17 se muestra un tribómetro de péndulo y los componentes que constituyen a este dispositivo.



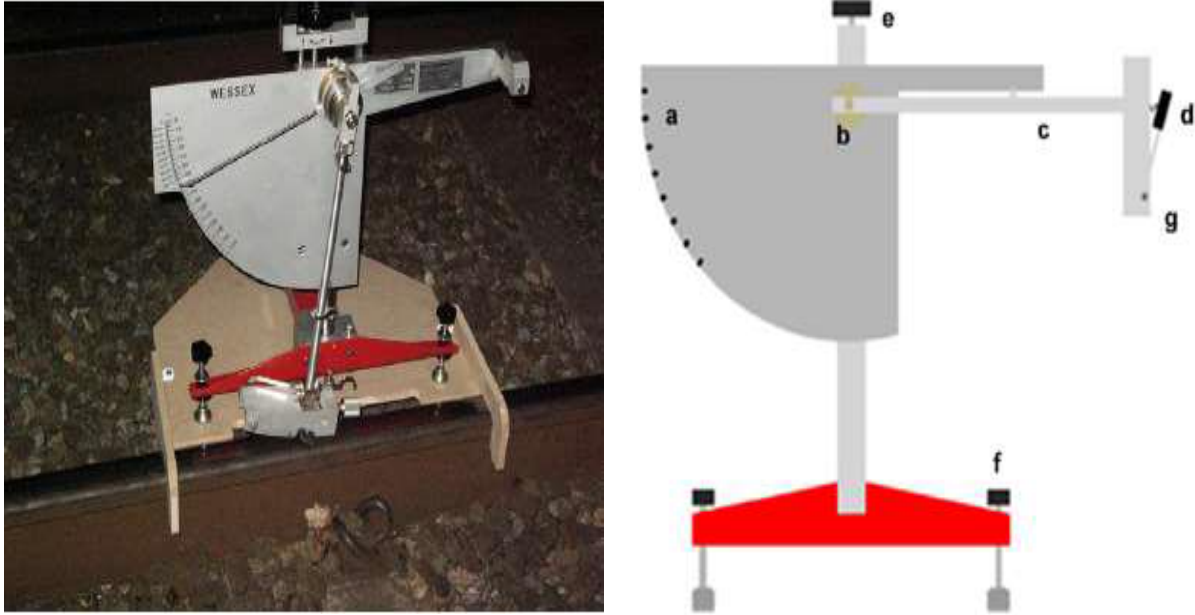


Figura 17. Tribómetro de péndulo y componentes, imagen detalle: a) Graduación de pérdida de Energía, b) Soporte ajustable de altura, c) Brazo móvil, d) Empalme deslizante e) Modificador de altura, f) Estabilizadores [23], [7].

### **2.3. Tipos de tribómetros para medir adhesión en carreteras**

A lo largo de los años han existido tribómetros utilizados para medir la adhesión en carreteras permitiendo conocer el coeficiente de fricción en entre el asfalto y la rueda, algunos de estos dispositivos más utilizados para carreteras son:

#### **2.3.1. Tribómetro por rodadura neumática para vías terrestres**

Existen diferentes bancos de pruebas los cuales ocupan múltiples sensores para determinar las fuerzas de la superficie de contacto. El tribómetro por rodadura neumática instrumentado es empleado principalmente por ingenieros de construcción o mantenimiento en carreteras con un transductor de fuerza de rueda giratoria permite obtener mediciones tridimensionales de la fuerza de la rueda. En la figura 18, se muestra el dispositivo de medición por rodadura neumática el cual está constituido por transductores de fuerza de galga extensiométrica [25].



Figura 18. Tribómetro de rodadura neumática [25].

Este dispositivo consta de un patín giratorio que permite determinar la fricción a una velocidad promedio de 5 a 90 km/h [25], con la facilidad de adaptabilidad tipo remolque operado por el andador técnico permite determinar la fricción superficial a un 25% de deslizamiento de la rueda [25].

### 2.3.2. Tribómetro probador de ruedas portátil

En la figura 19, se puede apreciar un dispositivo portátil de tres ruedas diseñado para una operación fácil y rápida en distintas superficies, carretera (asfalto, concreto, pavimento, etc.) y en campo a través de hierbas, pisos suaves, y pisos lisos. En este diseño, ocuparon dos transductores de tipo galga extensométrica para medir la fuerza horizontal que actúa sobre el eje de una rueda de prueba. Las ruedas son neumáticas con 150 mm de diámetro, el bastidor del probador soporta las dos ruedas traseras, que ruedan libremente y una suspensión de la rueda de prueba. La suspensión (mostrada en la figura 19) integra los rodamientos de disco de freno de rueda y eje de prueba y sus transductores de galga extensométrica. La suspensión funciona de tal modo que cualquier acción (una fuerza o un momento de torsión) en la rueda de prueba en el plano horizontal se reduce a fuerzas longitudinales, que actúan en partes iguales sobre los transductores [25].



Figura 19. Tribómetro de ruedas portátil [25].

Cabe mencionar que estos dispositivos (tribómetro de ruedas y rodadura neumática) pueden ser transportados en un automóvil de pasajeros compacto, el software de análisis de datos que manejan estos dispositivos se puede utilizar en una aplicación que proporciona resultados inmediatos, lo que permite utilizarlos en cualquier terreno con la interacción rueda-suelo y determinar el coeficiente de fricción correspondiente a esa superficie [25].

# ***3. Marco teórico***

Existe una amplia gama de métodos de diseño, que cubren todos los aspectos del proceso de diseño, desde la clarificación de objetivos, lo que se pretende hacer, el establecimiento de funciones, que funciones se van a realizar y que se pretende obtener, los requerimientos que se necesitan para obtener resultados, mediante qué estándares de calidad y en base a que alternativas se va realiza el diseño, hasta concluir con el diseño de detalles.

A lo largo de los años se han desarrollado modelos para determinar el valor de cada una de las variables presentes en este fenómeno de contacto, destacan por ejemplo los de Cerruti [26], Boussinesq [13] y Winkler [27]. Para un contacto rueda-riel, el número de variables en el contacto aumenta significativamente, debido a que se estudia el fenómeno en tres dimensiones (x, y, z) donde “x” representa la dirección longitudinal de rodadura, “y” la dirección lateral y “z” la dirección normal. La figura 20 muestra las variables sobre las superficies en contacto y lo que representa cada una de ellas.



Figura 20. Representación esquemática de las variables presentes en un contacto rueda-riel [28].

La alta eficiencia en el consumo de energía en el transporte férreo se debe al control de los fenómenos tribológicos que suceden en la interfase del contacto rueda – riel. La carga por eje es,

aproximadamente, de 11 toneladas en un área de contacto de forma elíptica alrededor de 1 cm<sup>2</sup>. En la figura 21, se muestra el área de contacto de una rueda-riel, ya que las ruedas ferroviarias son inspeccionadas tras su fabricación, siendo el tamaño mínimo de defecto y su posición un valor regulado por diversas normativas. Una vez que la rueda entra en servicio no existe ninguna normativa que regule los períodos de inspección ni el tamaño mínimo de defecto y/o su posición. Cada empresa de mantenimiento de trenes, basándose en su experiencia utiliza un intervalo de inspección, así como un criterio para el mismo. La inspección de ruedas en servicio es lenta, manual y no sistemática [6].

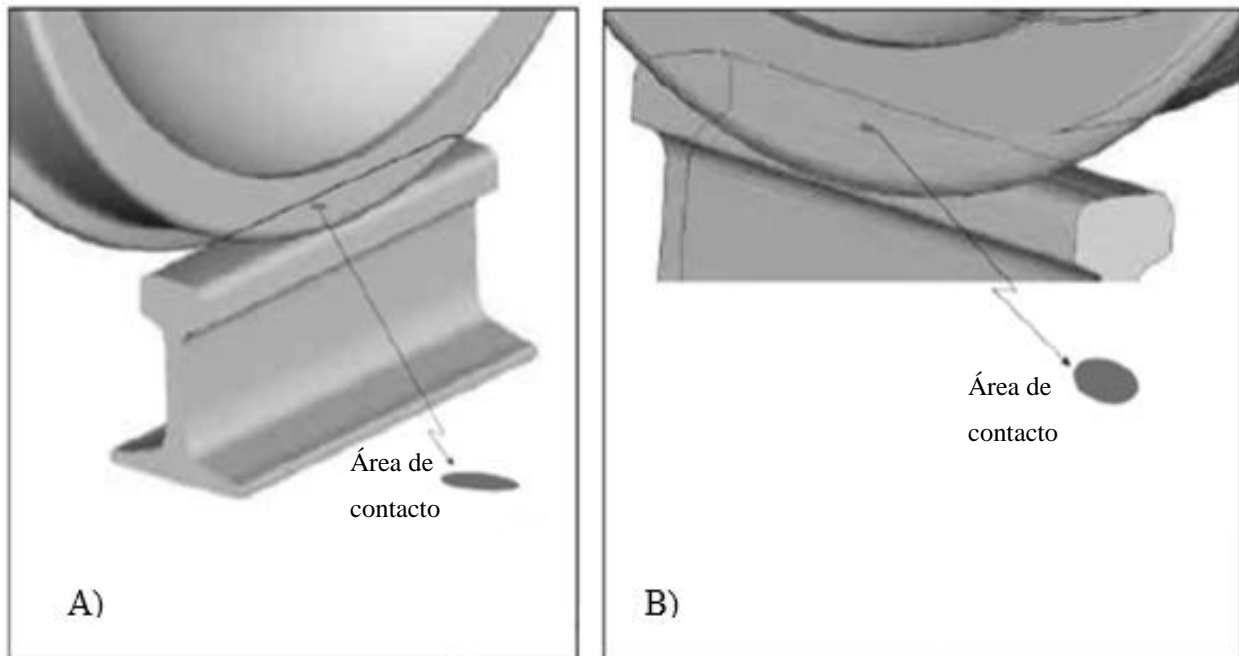


Figura 21. Área de contacto rueda – riel, según el tramo de vía. A) tramo recto, B) tramo de curva [6].

Los mecanismos de desgaste presentes en un sistema rueda - riel hacen que el uso de un tercer cuerpo que se interpone en el contacto rueda - riel sea una alternativa para reducir las tasas de pérdida de masa. Sin embargo, esa presencia de un tercer cuerpo en la zona de contacto puede ocasionar disminución de la adhesión [29].

La adhesión, principalmente en sistemas ferroviarios, es usada para definir la fricción que se dispone para transferir fuerzas tangenciales entre el riel y la rueda en movimiento [30].

La posición del contacto varía continuamente conforme el tren avanza y va a depender de los perfiles de la rueda y del riel, así como del grado de curvatura de la vía, tal como se indica en la figura 22 y 23 [30].

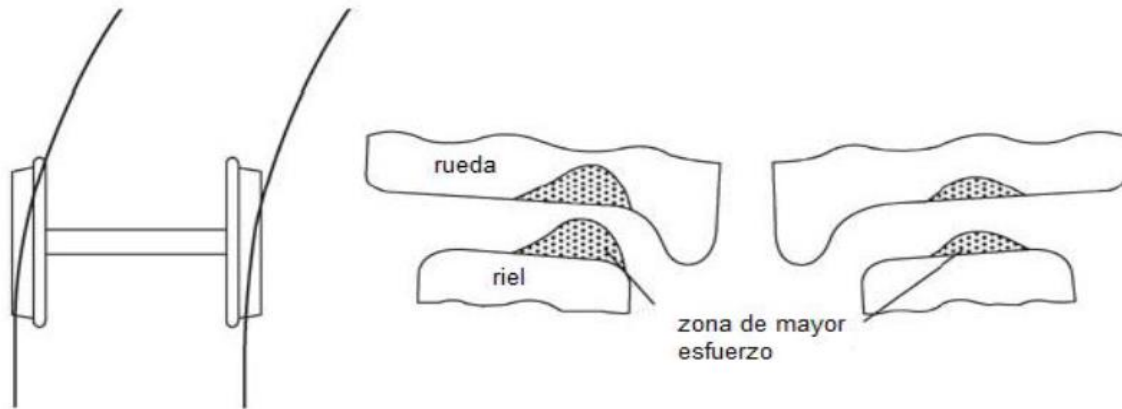


Figura 22. Posición de contacto durante la curvatura [6]

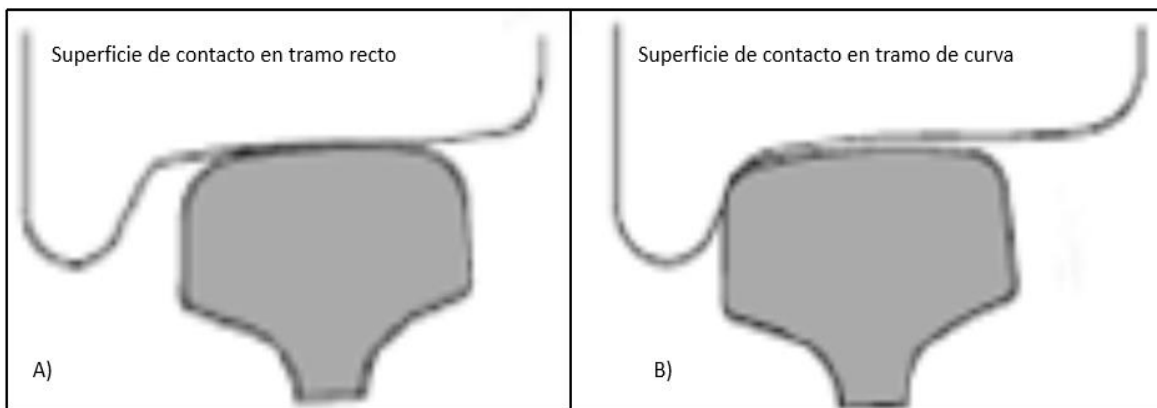


Figura 23. Superficie de contacto A) En tramo recto, B) En tramo de curva [6].

### 3.1. Superficies de contacto rueda – riel

En los sistemas ferroviarios la fricción y el desgaste son comunes y no se pueden eludir, estos se generan por el movimiento oportuno que se realiza entre el contacto de la rueda y el riel férreo, que se encuentran combinados con las propiedades del material, su forma, la topografía de la propia superficie y las características del contacto, entre otros [4]. En la superficie de un contacto cualquiera se pueden generar asperezas e irregularidades con elevadas alteraciones, modificando la fuerza de fricción provocando incrementos de desgaste en una determinada zona de contacto entre la rueda y el riel como se aprecia en la figura 24, implicando la necesidad de llevar a cabo un re-perfilado frecuente en ambas superficies, con la finalidad de no alterar las condiciones óptimas del contacto de operación [31]. Teniendo como consecuencia la generación de gastos no contemplados.

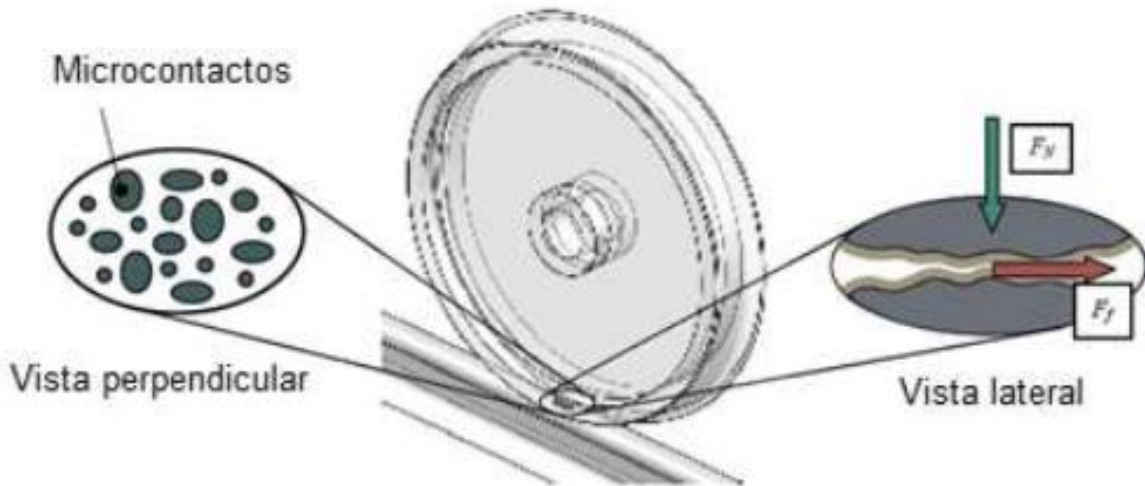


Figura 24. Contacto rueda-riel y fricción en la cara de contacto [31].

La superficie de contacto rueda riel, están relacionados por metal – metal, donde la superficie del riel que tiene una dureza mayor al de la rueda, permite incrementar la vida útil del riel, considerando que la sustitución de rieles y los procesos de mantenimiento sobrellevan a una mayor carga de trabajo que sus equivalentes en la sustitución de ruedas. La propiedad de contacto, la cinemática del vehículo y las fuerzas generadas en el contacto rueda-riel, están excesivamente relacionadas por la geometría de las ruedas y los rieles, en pocas palabras la particular geometría de la sección transversal del riel y la sección radial de la rueda. En esta correlación se presentan tres zonas funcionales como se aprecia en la figura 25, donde la superficie de contacto y los esfuerzos de contacto varían considerablemente debido a la diferencia de curvatura de cada región. Así mismo cada estrategia de lubricación son diferentes en cada caso [31] [32].

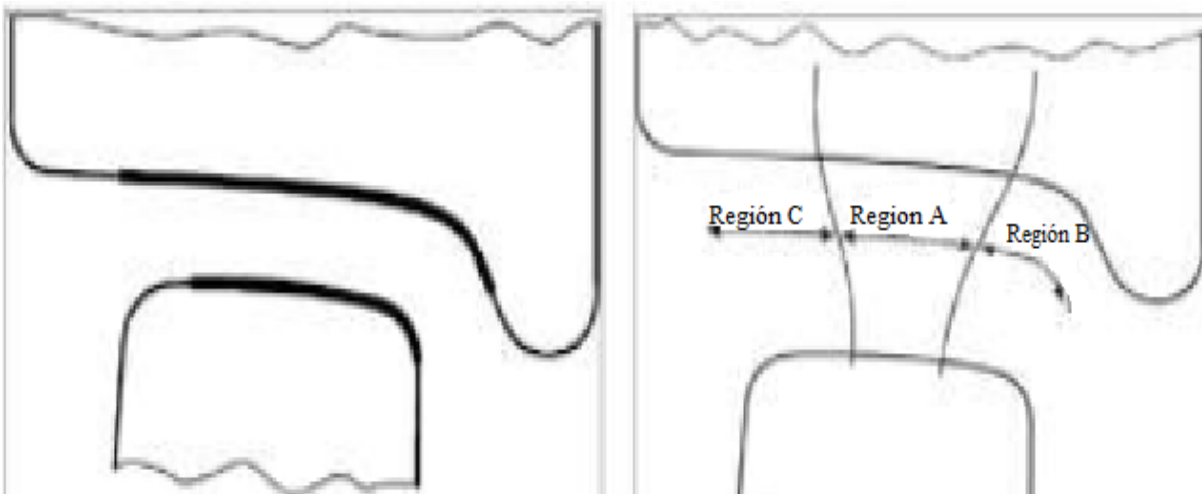


Figura 25. Regiones de contacto en la cara rueda – riel [32] [33].



El tamaño y geometría de la superficie de contacto pueden ser calculados a partir de la fuerza normal, la geometría local de la rueda y el riel (descritas por sus respectivos radios de curvatura en la dirección de rodadura y su sección transversal) así como las propiedades del material [32].

Cuando se presenta una fuerza tangencial en la superficie de contacto esta misma está dividida en dos regiones, una con micro deslizamientos y otra de adhesión, donde la correspondencia entre estas regiones depende de la proporción de la fuerza tangencial. En resumen, cuando se tienen valores altos, la fuerza tangencial será mayor a la zona de deslizamiento y cuando el deslizamiento ocupe toda el área de contacto se hallará un determinado valor de coeficiente de fricción. En la figura 26, se aprecia una gráfica con la curva de fricción, conocida como curva de tracción, donde se representa el cambio de la fuerza de fricción [34].

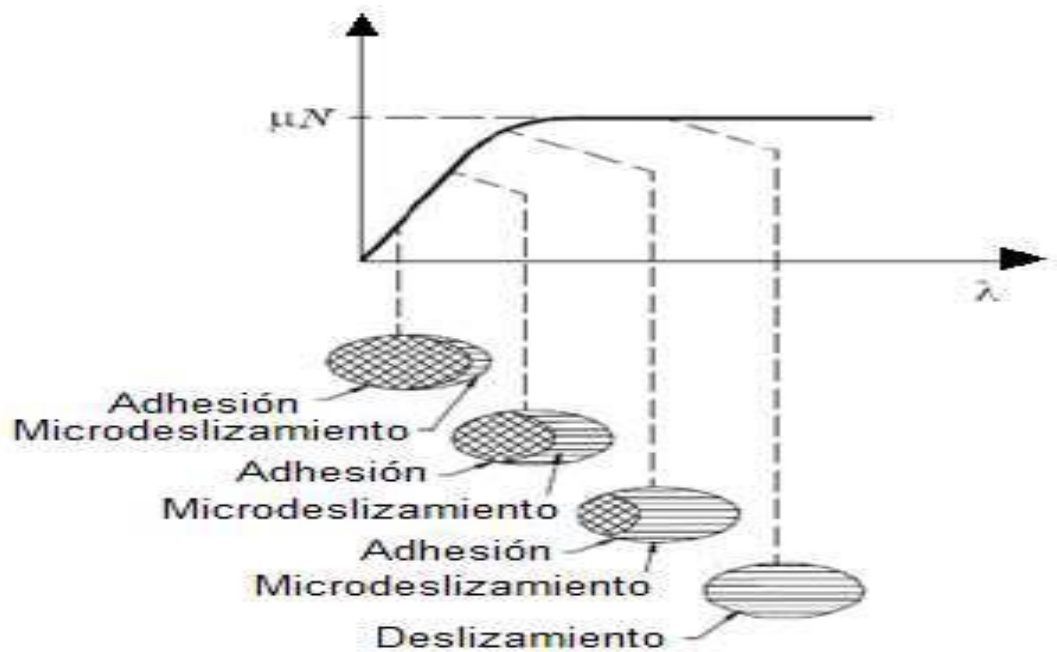


Figura 26. Coeficiente de fricción dependiente de las zonas de adhesión y deslizamiento [34].

En el contacto rueda riel, los micro deslizamientos generados en la cara del riel son denominados creepage, estos mismos generan pérdidas de energía en calentamiento por fricción en la zona de contacto rueda – riel, en esta parte se puede alcanzar temperaturas mayores a los 800 °C, con velocidades de deslizamiento mayores a 0.9 m/s equivalente a 3.24 km/h (principal fuente de ruido en las zonas curvas) y presión de contacto superior a 2.7 GPa, mientras que en la parte baja la temperatura puede alcanzar los 400 °C con velocidades de deslizamiento inferiores a 0.1m/s equivalente a 0.36 Km/h y la presión de contacto siempre menor que 1.5 GPa [35].

Cabe mencionar que esto ocurre debido a una repartición desvariada de las regiones de adhesión y deslizamiento durante el frenado y la tracción de movimiento, lo cual son opuestas entre sí. Es decir, en condiciones de aceleración bajo el efecto de deslizamiento, la zona de adhesión disminuye por la consecuencia del creepage que se encuentra presente en la zona de contacto rueda – riel, alcanzando su totalidad del contacto, mientras que en condiciones de frenado se ocurre un comportamiento negativo o creepage negativo, mismo que disminuye hasta alcanzar una adhesión completa al detenerse por completo el vehículo [35] [36].

Cabe mencionar que los esfuerzos tangenciales tienen una amplia relación con la carga del vehículo y el coeficiente de fricción, los cuales se presentan para representar el comportamiento de dicho fenómeno. Es suspciaz que las variaciones de presión entre las condiciones de contacto rueda-riel, y los acabados superficiales, cuenten con la presencia de un tercer cuerpo en la zona de contacto. Por lo que es posible obtener información para el mantenimiento preventivo del par con un control adecuado de las variables de operación involucradas, optimizando el proceso de tracción - frenado y las pérdidas energéticas asociadas. [36].

### ***3.2. Presencia de un tercer cuerpo lubricante en la cara rueda-riel***

El uso de lubricantes puede reducir el desgaste de un par tribológico disminuyendo la adhesión entre las ruedas y el riel, así como también controlando las fuerzas de interacción, además de reducir notoriamente el ruido mientras mantiene la suficiente cantidad de fricción para el frenado normal y la tracción de operación [32].

El desempeño de una película lubricante en la zona de contacto rueda-riel depende de las propiedades reológicas y químicas de la grasa lubricante cuando está sometida a esfuerzos de corte, condición que puede influenciar su comportamiento ante la fricción en la zona de contacto de la rueda. Las figuras 27 y 28, se representa el desplazamiento de las partículas en una capa lubricante al ingreso y salida de una zona de contacto en la trayectoria de un vehículo férreo en movimiento, mientras está sujeto a compresión y corte provocada por el deslizamiento de las superficies de contacto [32] [34].

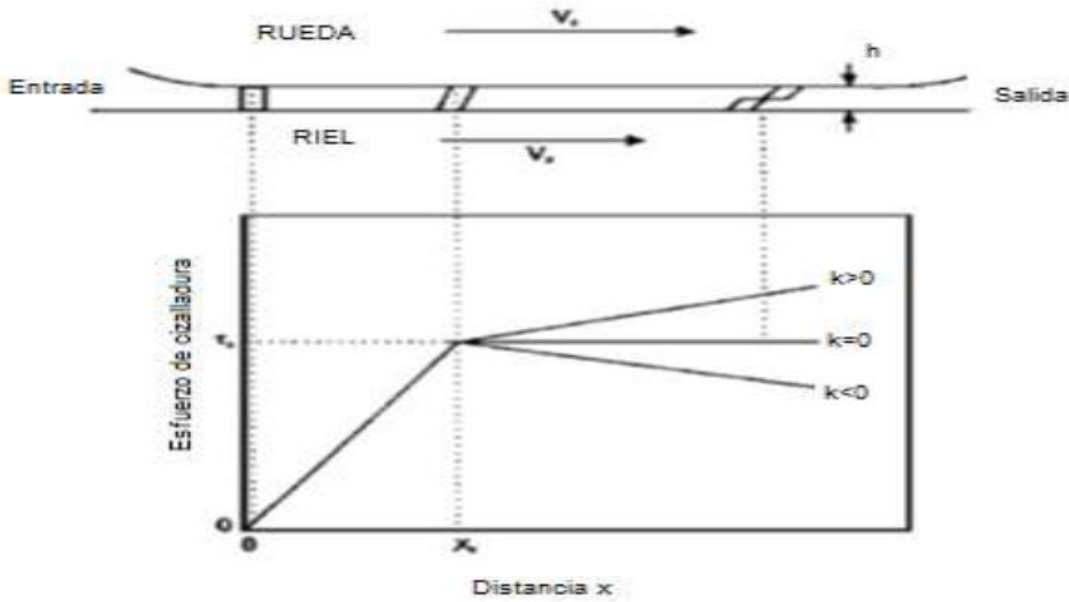


Figura 27. Esquema del proceso cortante de un cuerpo lubricante [37].



Figura 28. Representación de la aplicación de lubricante [37].

Las propiedades reológicas de los lubricantes (grasas) para una reducción del coeficiente de fricción se caracterizan por su módulo plástico ( $k$ ) y su módulo elástico ( $G$ ), bajo la acción de una fuerza de corte o cortante.

Cuando la deformación de las partículas de la grasa, sobrepasa el límite elástico a una determinada distancia de deslizamiento, el esfuerzo de corte puede tener diferentes comportamientos dependiendo del actuar de las partículas antes la curva o zona de creep en la región plástica [37], evidenciado en un cambio del módulo elástico del lubricante el cual siempre es diferente de cero:

Fricción positiva  $k > 0$ : Es la característica deseada de una capa lubricante en la zona plástica superando las dificultades en el deslizamiento y la adhesión entre la rueda y el riel [37].

Fricción negativa  $k < 0$ : Se presenta en una pendiente negativa de la curvatura de fricción más cercana al punto de saturación, ocasionando dificultades en el deslizamiento y la adhesión concerniente al frenado dinámico y la tracción [37].

### ***3.3. Efecto de los contaminantes en el desgaste, la fatiga y la tracción***

La contaminación por diferentes medios se refiere a cualquier material que está presente en un riel férreo o en algún otro cuerpo en este caso en contacto con la rueda-riel. Este material puede ser sólido o líquido; Los sólidos son: arena, polvo de lastre, hojas, escombros. Líquidos: como el agua, grasa o aceite. Dependiendo de las circunstancias en que se dé el contaminante puede simplemente ser soplado o barrido por el paso de un vehículo ferroviario.

Sin embargo, pueden entrar en contacto partículas sólidas o líquidas. El comportamiento que presenta un contaminante, su efecto que genera en la transmisión de potencia entre la rueda y el riel es de vital importancia para saber el desgaste que se genera en el riel y en la rueda, así mismo se conoce el coeficiente de fricción cuando intervienen este tipo de contaminantes.

### 3.4. Contaminantes

#### 3.4.1. Hojas

Las redes ferroviarias se ven afectadas por los problemas de adherencia causados por hojas de los árboles en el periodo de otoño. En los vehículos ferroviarios modernos, las hojas representan un problema mayor de contaminación. Hoy en día los aceros para rieles modernos que se fabrican tienen una mayor durabilidad, las ruedas son más pequeñas, tienen otra dureza y la tala de vegetación no es tan común [38].

En la figura 29, se puede apreciar el efecto de los contaminantes sobre el desgaste, la fatiga y la tracción en el contacto, forma una capa o película húmeda sobre la superficie del riel de una coloración marrón oscura o negro. Esta película se ha descrito como "similar al teflón" [4] y se adhiere muy fuertemente a la superficie del riel (debido a la sustancia que se forma).

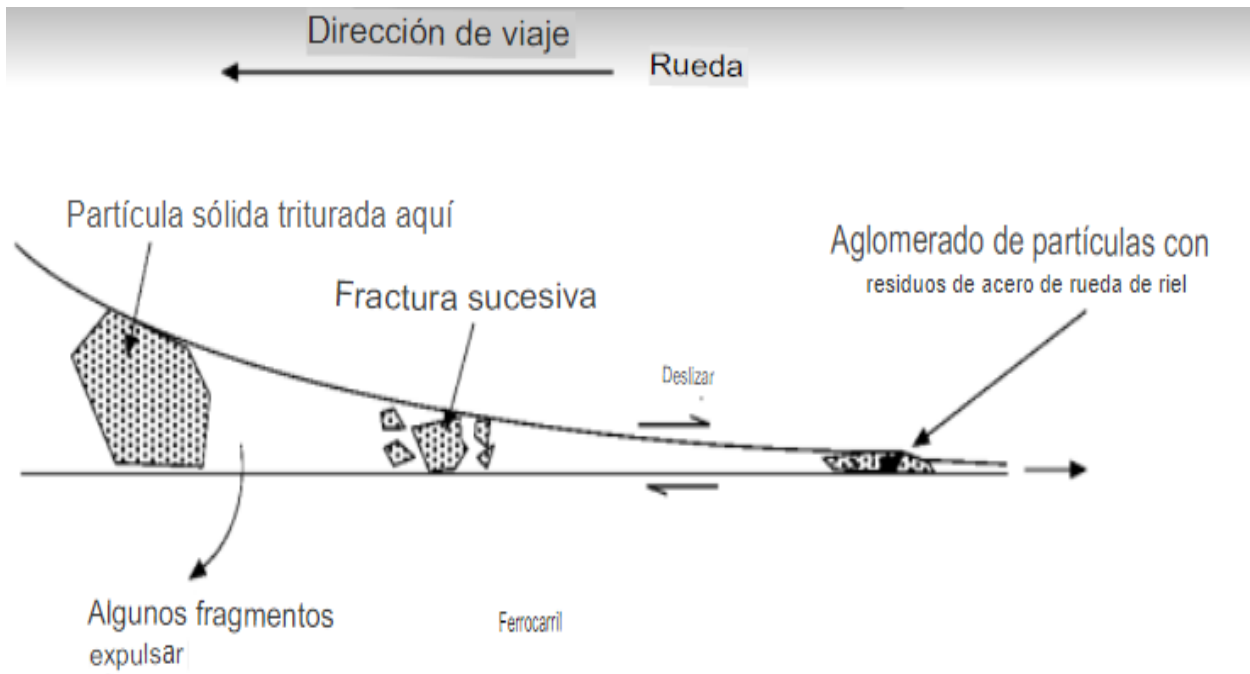


Figura 29. Esquema de arrastre y fractura sucesiva de partículas [4] [8].

La carga de los vehículos férreos es tan alta que la fractura sucesiva de un material quebradizo se produce hasta que se trituran en pequeños fragmentos. Estos fragmentos quedan atrapados en el contacto rueda - riel. Cuando las partículas de arena entran en el riel y la rueda de contacto son

aplastados por la inmensa presión de contacto que se genera. Esta ruptura de las partículas de arena hace que parte de la arena sea expulsada del contacto como se observa en las pruebas de doble disco véase la figura 30 [8], [39].

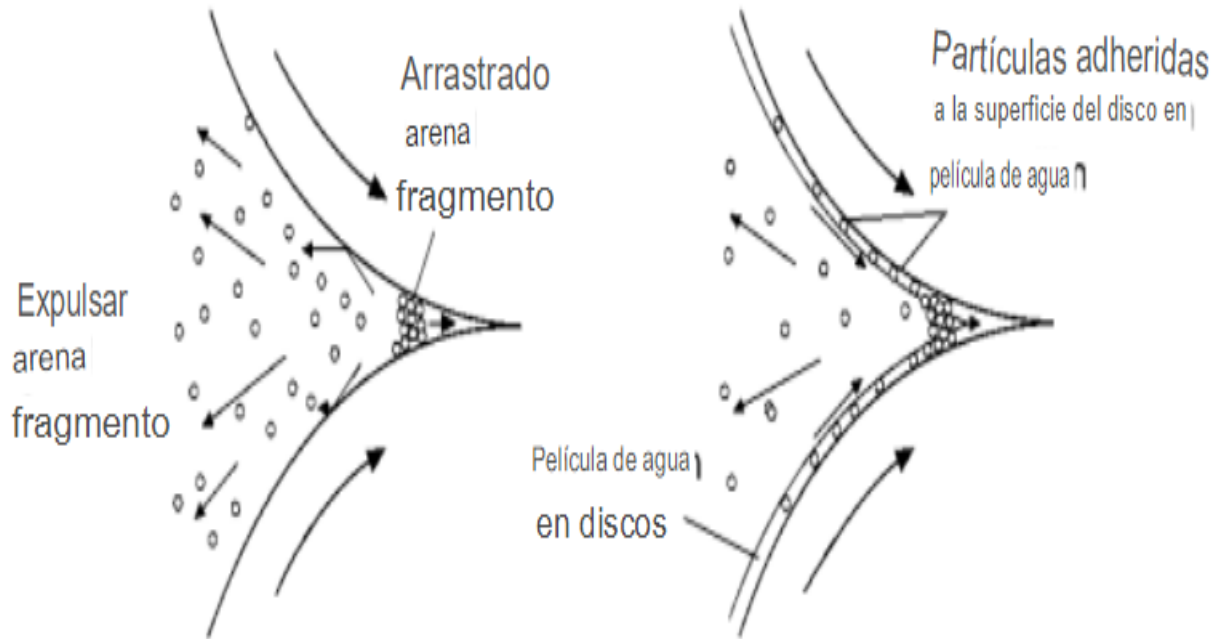


Figura 30. Expulsión de partículas de arena de un contacto entre dos discos [8].

La arena no es la única partícula sólida que podría encontrarse en la cabeza de un riel. El granito triturado, el material utilizado como lastre, también repercute en la tracción y frenado de los vehículos férreos [4].

Se realizaron ensayos estáticos evaluando el daño causado por arena y lastre. El lastre mostró muescas relativamente pequeñas en el material de la rueda y sin daños en el material del riel. Sin embargo la arena, mostró un daño mucho mayor en la rueda e incluso una pequeña cantidad de indentaciones en el riel [5].

La figura 31 muestra algunas medidas de tamaño de partículas de granito trituradas antes y después del arrastre a través de un gemelo contacto de disco. El contacto era entre discos de acero de rueda y riel utilizados para simular las condiciones de contacto rueda riel [40].

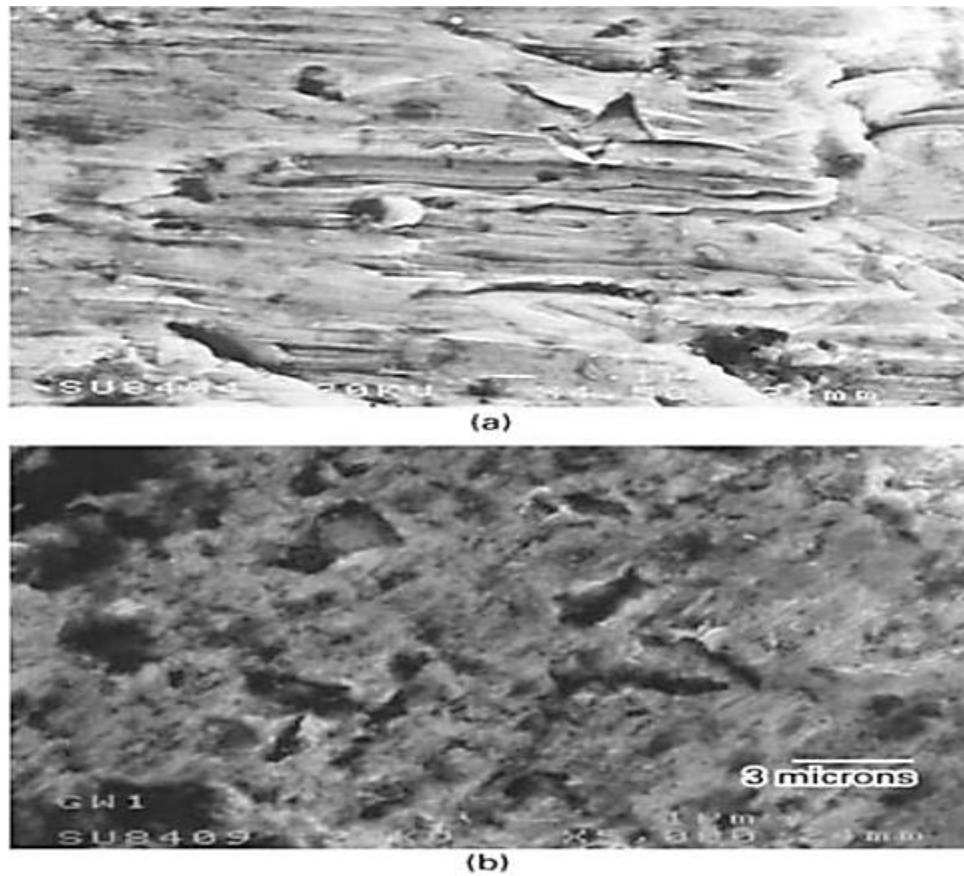


Figura 31. A) Riel, B) Rueda, después de 6000 ciclos de funcionamiento contaminación de partículas de granito [40].

En la figura 32, se aprecia la gráfica de los coeficientes de tracción obtenidos con partículas de arena, bajo las siguientes condiciones.

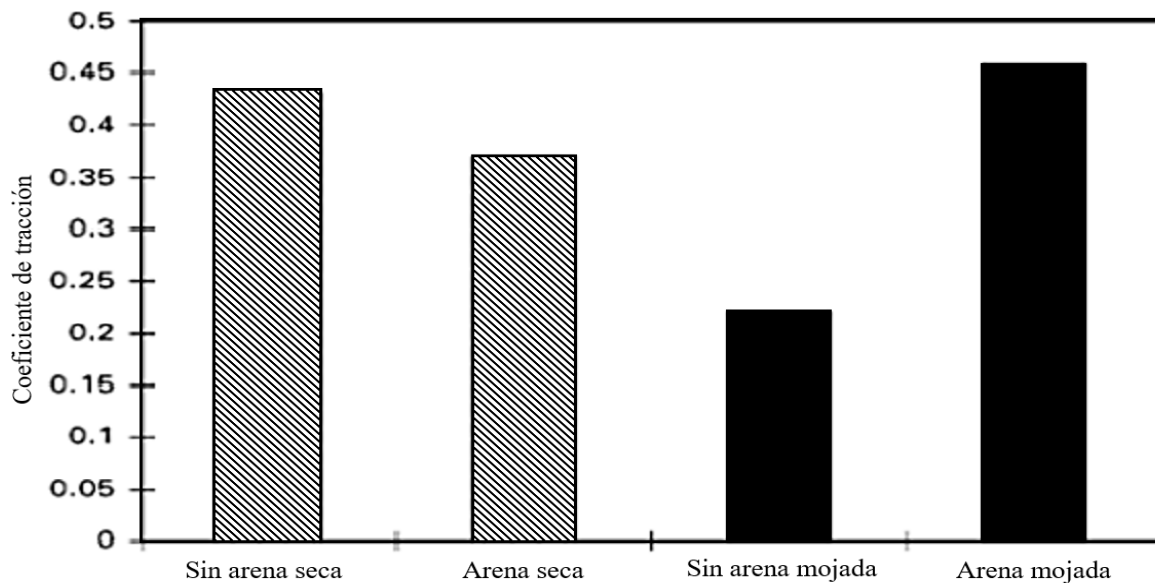


Figura 32. Gráfica de coeficientes de tracción con las siguientes condiciones de arena [40].

### **3.4.2. Aceite o grasa**

El aceite lubricante o la grasa es otro contaminante que se encuentra comúnmente en el riel ya sea que gotee de los trenes con fugas o depositarse en los pasos a desnivel, el aceite es el principal causante de la pérdida de tracción en las redes ferroviarias [40].

Se ha mostrado que se necesitan pequeños depósitos para evitar la pérdida de tracción en las vías ferroviarias, lo importante es eliminar el aceite en la cabeza del riel. Esto se elimina rápidamente de la cabeza del tren por la acción de rodadura y compresión de la rueda. La principal función de un aceite o grasa es que reduce la tracción en el contacto rueda-riel y la lubricación es elástica [40].

La lubricación elastohidrodinámica (es un tipo de lubricación que ocurre en elementos altamente cargados donde la presión es tal que la deformación elástica de las superficies metálicas). El aceite es arrastrado hacia el contacto, donde está sometido a una presión muy alta, esto provoca que la viscosidad aumente considerablemente. Este fenómeno, conocido como piezo viscosidad, aumenta el espesor de la película de aceite formada por el arrastre hidrodinámico del líquido [40].

### **3.5. El coeficiente de fricción, la adherencia y la distancia de frenado**

La fuerza de rozamiento puede definirse como la resistencia que se encuentra en un cuerpo al desplazarse sobre otro cuerpo. La fuerza de rozamiento cinético suele ser menor que el estático. Para la mayoría de los metales el valor máximo de coeficientes de fricción oscila entre 0.3 y 1.0 [41].

La fuerza de rozamiento actúa paralela a la dirección del movimiento. Si los cuerpos sólidos están en contacto, la fuerza de fricción estática es igual a la fuerza tangencial necesaria para iniciar el deslizamiento entre ellos.

Consideremos la rueda de la figura 33, una rueda que gira libremente,  $v = r * w$ . Para lograr una fuerza tangencial positiva  $F$  en la rueda, necesitamos una mayor velocidad, es decir,  $r * w > v$ . Esto implica que tenemos una diferencia de velocidad  $\Delta V = r * w - v$ .



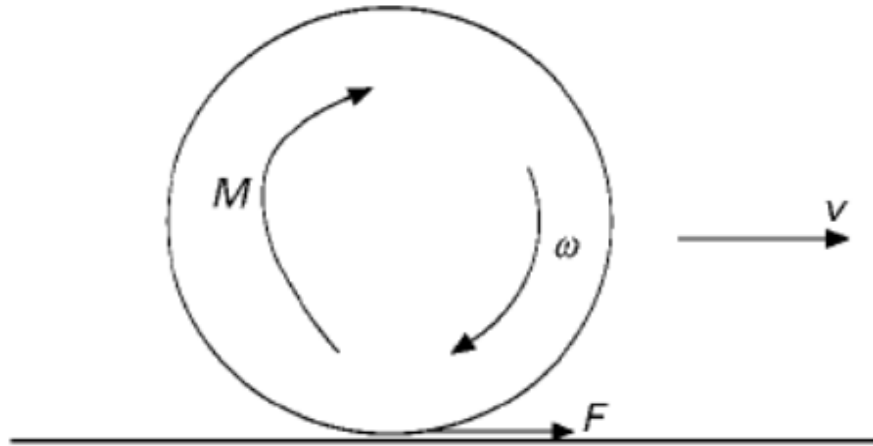


Figura 33. Esquema de una rueda.  $R$ = radio de rueda (m),  $M$ =par (Nm),  $v$ =velocidad (m/s),  $\omega$ =velocidad de rotación (rad/s),  $F$ =fuerza tangencial (N) [41].

La "adherencia" puede definirse como el rozamiento que puede estar disponible las fuerzas tangenciales entre una rueda ferroviaria motriz y un riel, véase la figura 34. La tracción se utiliza para una rueda motriz y "adherencia" para una rueda de frenado. Lo que se conoce como adherencia disponible está limitada por el coeficiente de fricción. Si una rueda ferroviaria motriz aplica una fuerza tangencial esto provoca que la rueda girará causando graves daños en el riel [6].

La relación de las fuerzas tangenciales y el deslizamiento se muestra en la figura 35, la zona de contacto entre una rueda y el riel puede dividirse en regiones de adherencia (sin deslizamiento) y de deslizamiento. El deslizamiento longitudinal y las fuerzas tangenciales, así como las fuerzas longitudinales que surgen en la región de arrastre de la zona de contacto. Al aumentar la fuerza tangencial, la región de deslizamiento aumenta y la región de stick y la región de adherencia disminuye, lo que da lugar a un contacto de rodadura y deslizamiento [6].

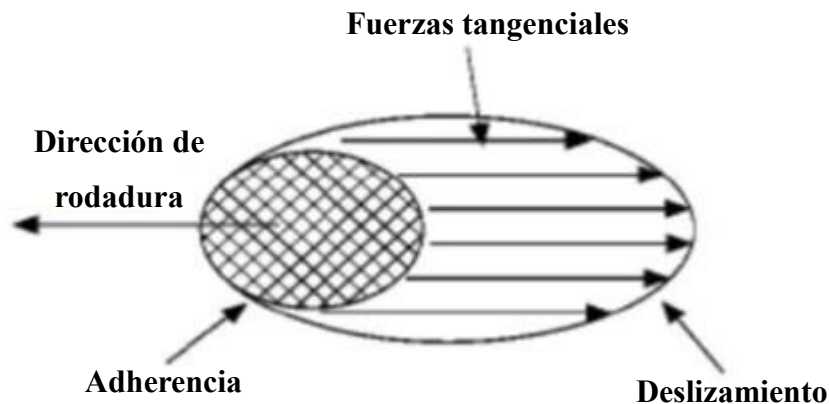


Figura 34. Relación de las fuerzas tangenciales y la adherencia [6].

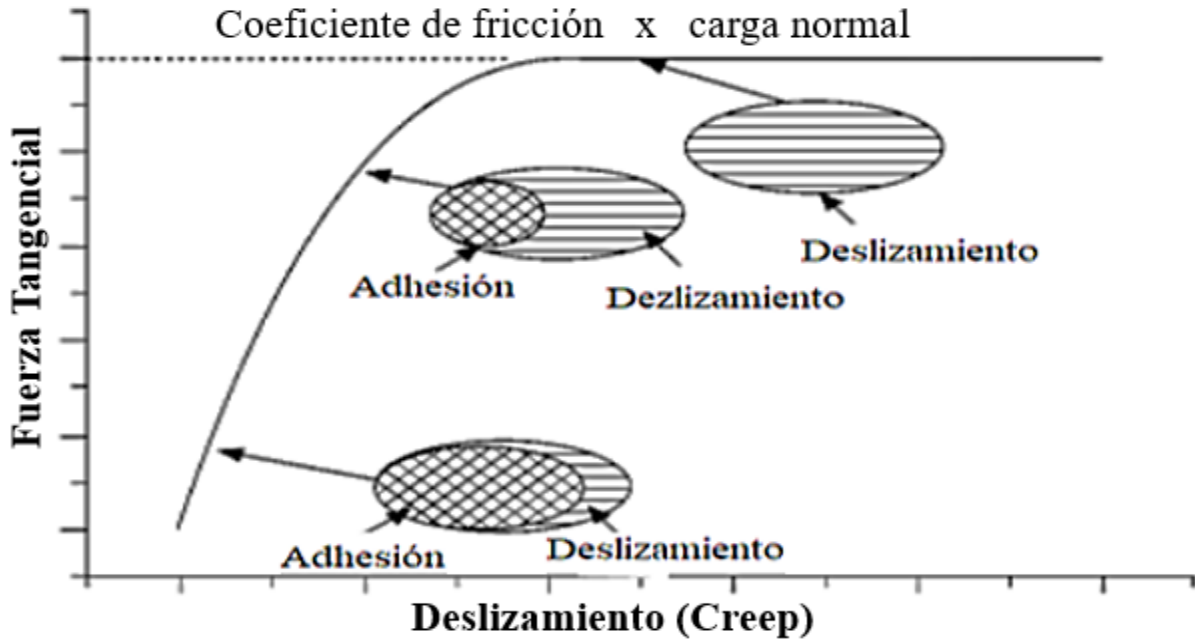


Figura 35. Relación entre fuerza tangencial y el deslizamiento en la rueda al contacto con el riel [6].

La relación entre la diferencia de velocidad y la velocidad puede definirse como Creep.

### 3.6. Modificación de la fricción

Los modificadores de fricción en el contacto rueda riel, tienen como objetivo mantener los niveles de fricción en el contacto rueda riel. Se aplican los modificadores de fricción para generar los coeficientes de fricción necesarios para mejorar la tracción del vehículo férreo, en la figura 36 se muestran los coeficientes de fricción en las zonas de contacto rueda - riel [13].

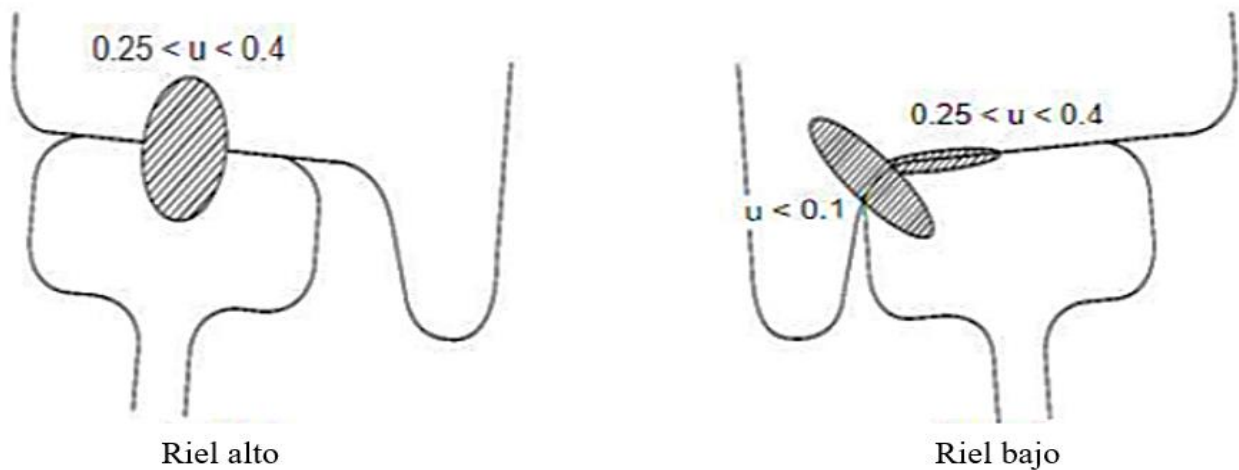


Figura 36. Coeficientes de fricción ideales en el contacto rueda-riel [13], [42].

Por ejemplo, en una red local de Estocolmo se realizaron pruebas en el 2002, en el cual utilizaron una presión de agua de 800 bares y una temperatura del agua de 30°C, se realizaron mediciones con un tribómetro manual antes y después del uso de chorros de agua a alta presión mostraron que el coeficiente de fricción aumenta sólo entre 0,05 y 0,1 [43]. Proceso de lavado de rieles a alta presión se muestra en la figura 37.



Figura 37. Lavado de rieles a alta presión [43].

Los modificadores de fricción contribuyen de forma positiva, ya que permiten el aumento del coeficiente de fricción entre 0,4 y 0,6 también están disponibles en forma de componentes sólidos [43].

### ***3.7. Estudios de casos relacionados con el contacto Rueda-Riel***

#### ***3.7.1. Estudio de contacto rueda riel: Europa Experiencia en el metro de Londres Línea Victoria del metro de Londres***

La línea Victoria de Londres tiene 21 km de extremo a extremo y sigue funcionando con una flota de Metro-Cammell '67 Stock', fue la primera flota del metro de Londres. Las líneas de pasajeros son completamente subterráneas, en profundos túneles, lo que significa que el contacto rueda riel no se ve afectada por agua, hojas y polvos externos.

Uno de los problemas que se presentaron durante la construcción de la línea, fue imposible conseguir durmientes de madera. Para las líneas que estuvieran bien curadas para las condiciones de calor y sequedad de los túneles, muchas de estos durmientes se encogieron y esto provocó un vaciado y un estrechamiento del gálibo, lo que a su vez dio lugar a una dinámica insatisfactoria de los vehículos férreos provocando un alto desgaste en las ruedas y en los rieles.

A principios de los 90's se presentó un fallo importante en el mantenimiento de los lubricadores esto trajo como consecuencia un desgaste excepcional de las pestañas de las ruedas del material rodante que por norma se debe de desgastar en un plazo de 2 a 3 años y las ruedas del material rodante se desgastaron hasta los límites de la norma en 2 o 3 días y en algunos tramos de la vía se desgastaron en 3 meses.

Esto provocó que los lubricadores de pista se cambiaron a favor de la lubricación en el vehículo. También se encontró que los lubricadores proporcionaban un nivel de protección a la cabeza del riel. El contacto de rueda riel en la línea Victoria ha sido muy sensible a los cambios, cualquier fallo en la lubricación da lugar a trabajos correctivos muy costos y de gran cantidad de tiempo. Las modificaciones que se hicieron comprenden la sustitución de la de la flota de trenes existente por una nueva flota más rápida. La entrega de estos activos y de un servicio más rápido requiere de otras obras, como la mejora de las vías y la instalación de un sistema de baja tensión.

### **3.7.2. *Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Canadiense E. MAGEL y P. SROBA***

El ferrocarril de Canadá su tema fue controlar el desgaste de las ruedas y de los rieles en el pacífico de Canadá. Por ejemplo, la fatiga, la adecuación del perfil de las ruedas, los carriles y las exigencias cambiantes del entorno operativo. Algunas de las rutas ferroviarias más duras del mundo se experimentan en el pacífico de Canadá entre las minas del sur de la Columbia Británica y el puerto de Vancouver. Donde los trenes unitarios con cargas útiles de 13,150 toneladas métricas (14 500 toneladas), propulsados por tres locomotoras de tracción de CA de 3280 kW (4400 caballos) de tracción de corriente alterna, superan las empinadas cuestas y las pronunciadas curvas de un trayecto de 1,200 km.

Es predominantemente que un riel de alta resistencia endurecido en la cabeza de 68 kg/m (136 lb/yarda), en las curvas se apoya en durmientes de madera dura de 2,7 m (9 pies) de longitud sobre placas excéntricas laminadas de 41 cm (16 pulgadas). A medida que aumentaba el tonelaje en la línea a lo largo de la década de 1970, los daños en los rieles y los durmientes se aceleraron.

Se ha comprobado que estas ruedas duran 430,000 km, y que la causa principal de los cambios de desgaste en la banda de rodadura es de (63%). El inicio de las grietas fue debió a una combinación de fuerzas tangenciales laterales debidas a las curvas, en conjunto con la entrada de calor por el frenado. La acción de la humedad presente en la nieve da como aplicación hidráulica que provocaba el crecimiento de dichas grietas. Se tuvo como solución en el año 1987, se realizó una aleación con tratamiento térmico profundo, con mayor límite elástico y mayor profundidad de la aleación tratada térmicamente, teniendo una mejor resistencia a la fluencia y una mayor profundidad de endurecimiento en la cabeza del riel. También en esta época, se introdujo un riel de grado intermedio más limpio con una dureza de 325-340 BHN para las curvas suaves y la vía tangente.

Otro perfeccionamiento fue el cambio del perfil del de la American Railway Engineering Association (AREA) de 355 mm (14 pulgadas) a un radio de corona de 203 mm (8 pulgadas). Y en 2001, se introdujo aceros en el riel de baja aleación e hiper-eutectoides para las curvas cerradas. Estos aceros han demostrado reducir los índices de desgaste y mejorar la resistencia a la fatiga. La vida media de los rieles en la ruta del carbón altamente curvada ha mejorado [44].

### ***3.7.3. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia japonesa M. ISHIDA, Instituto de Investigación Técnica Ferroviaria de Japón***

Los defectos de la fatiga por contacto con la rodadura que se presentaron como agrietamientos o desgastes superficiales; en el ancho de la vía, así como ondulaciones en el riel. El tipo de defecto de la FCR da lugar a costes considerables para el mantenimiento del ferrocarril en lo que respecta a la detección de grietas. El desgaste de la rueda y el desgaste de la cara del riel son cuestiones importantes para el coste de mantenimiento de la rueda y el riel. El desgaste es uno de los de los temas típicos y fundamentales en el campo de la tribología, por lo que se han realizado muchos estudios del rendimiento real de la rueda y el riel en los ferrocarriles japoneses. Muchas curvas de

los sistemas de metro japoneses tienen radios de curvatura inferiores a 200 m. Casi todas las curvas cerradas sufren ondulaciones de paso corto en los rieles bajos. Desde el punto de vista de la estabilidad y/o seguridad de marcha, esta gran fuerza lateral es uno de los principales factores que intervienen en el descarrilamiento es la pestaña de la rueda. Ya que también es un factor en problemas de integridad de los materiales, como las corrugaciones bajas del riel, el desgaste de la pestaña fina de la de la rueda y el desgaste de la cara del riel y en la generación de chirridos en el carril.

#### ***3.7.4. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Australiana***

El estudio que se ha realizado en el contacto rueda riel, describe una serie de aspectos importantes de la interacción rueda riel, los cuales tienen una influencia directa en la vida potencial de los rieles y las ruedas, incluyendo; el desgaste y la lubricación de la rueda riel, así como las ondulaciones del riel [18]. El desgaste de los rieles altos como se muestra en la figura 38 se produce predominantemente en la cara del gálibo de los carriles altos en las curvas de radio más cerrado (generalmente de menos de 500-800 m), esto es debido a las mayores cargas laterales y flujos aplicados por las ruedas.

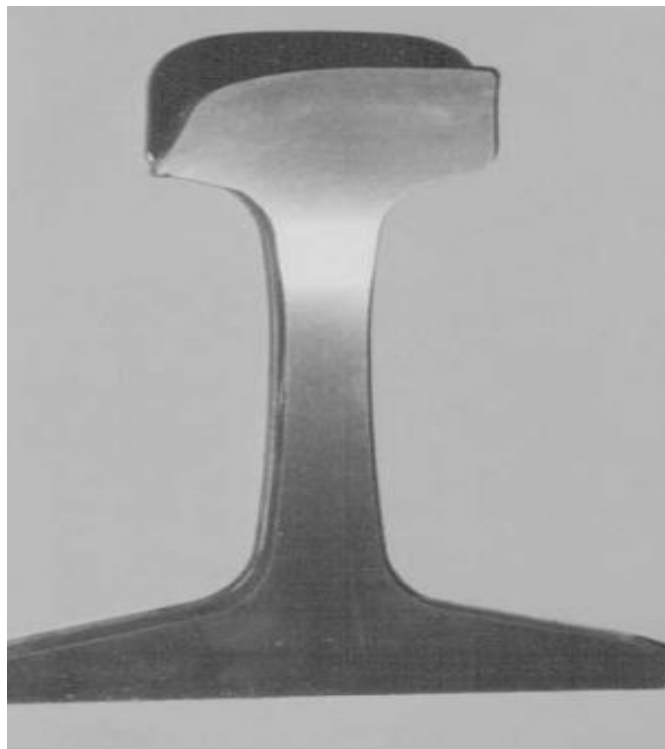


Figura 38. Desgaste de un riel alto, en curva cerrada [18].

Las oscilaciones longitudinales pueden desarrollarse debido a la excitación de la resonancia torsional del juego de ruedas, que actualmente se considera como el principal mecanismo de fijación de la longitud de onda. En este fenómeno, la diferencia de radio de rodadura entre las ruedas de un mismo juego provoca este tipo de daños de oscilaciones, como se muestra en la figura 39 [18].

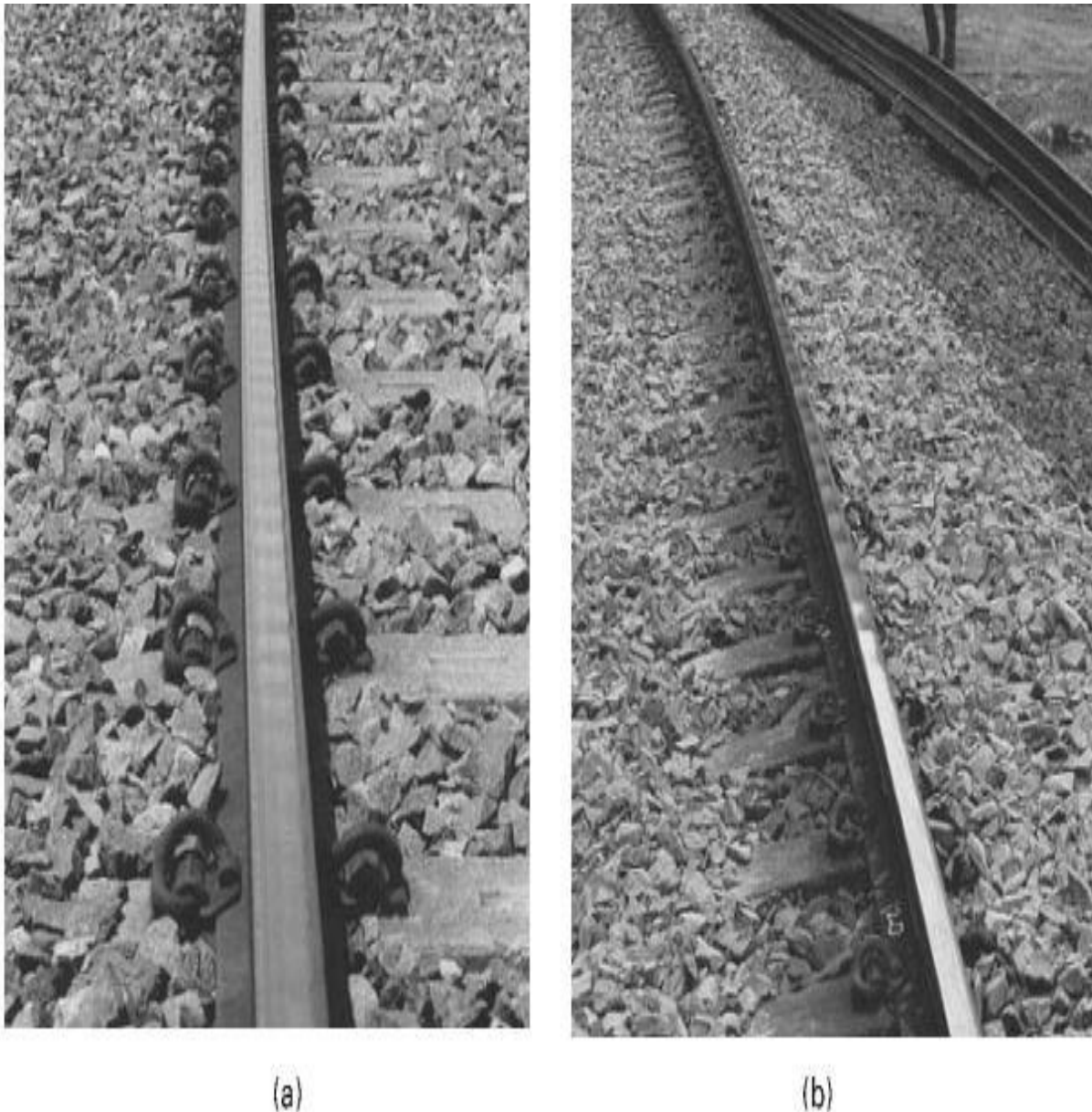


Figura 39. (a) Corrugaciones de riel paso corto, b) Corrugaciones de riel pasó largo [12].

### 3.7.5. Estudio de contacto rueda riel: Experiencia Holandesa

El problema que se presentó fue de estabilidad de la vía no son infrecuentes en las condiciones del (sub)suelo holandés, sobre todo en la parte occidental del país. La causa del problema fue de contacto rueda riel.

La degradación y los fallos que interrumpen el tráfico son el resultado de una variedad de eventos muestra una distribución representativa de las causas de fallo de desvíos; algunas pueden clasificarse como defectos técnicos debido al desgaste o asentamiento de la vía, otras son causadas por errores de proceso mantenimiento inadecuado o mal realizado.

Tras los dos primeros años de esmerilado, se discutió seriamente que el esmerilado, sobre su eficacia es que causa un grave retraso en la reducción de los controles de cabeza. El rectificadno no elimina las imperfecciones de la cabeza, debido a su profundidad, y la sustitución de piezas sigue siendo importante. Estos detalles se pueden apreciar en la figura 40 [42].

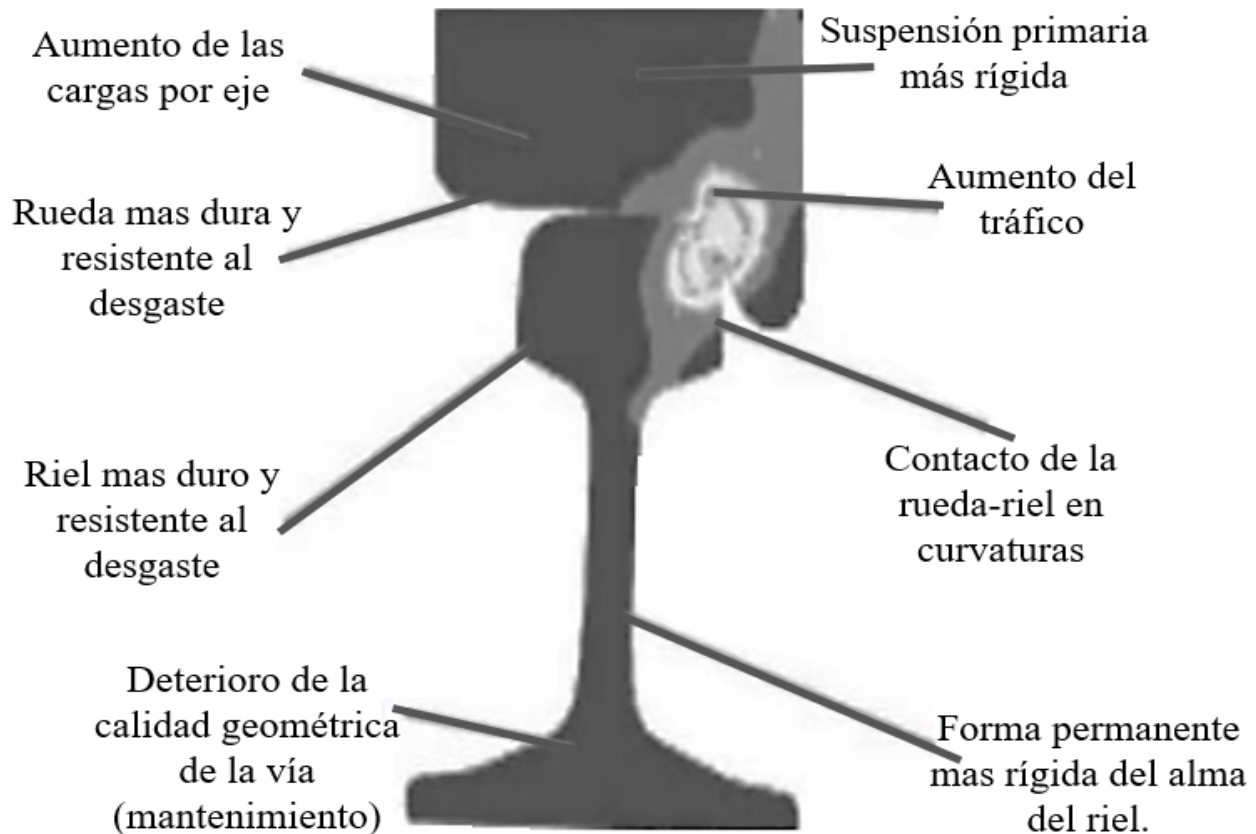


Figura 40. Cambios típicos en el contacto rueda riel [42].



# ***4. Metodología de diseño***

Los métodos más relevantes y ampliamente utilizados en diseño, que cubra con todo el proceso de diseño es la metodología de Nigel Cross. Para llevar a cabo el diseño de este prototipo se realizó un análisis previo a las necesidades que surgen como problemática, en la figura 41, se muestra un esquema con la metodología de diseño de Nigel Cross [45] y el conjunto de acciones, que permiten llevar a cabo el desarrollo de dicho prototipo.

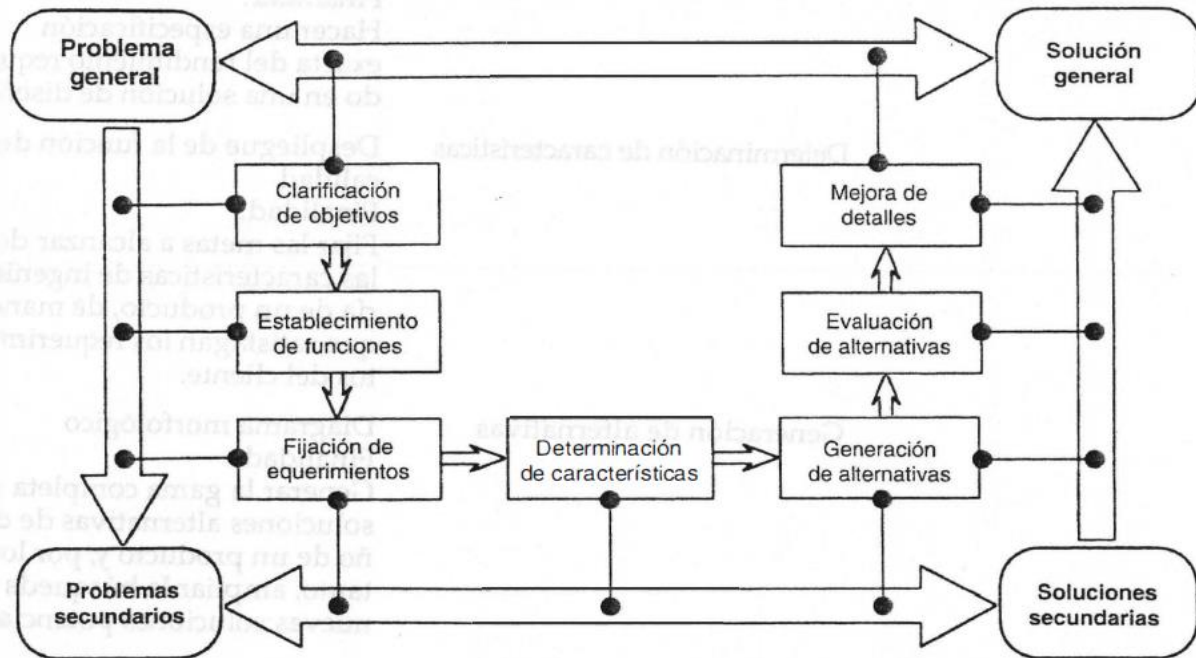


Figura 41. Diagrama de bloques de la metodología de diseño [46].

A continuación, se presenta la descripción de cada una de las etapas de la metodología que se ocuparon para el desarrollo del presente equipo.

#### 4.1. Clarificación de objetivos

Se ha encontrado una relación extensa en los elevados costos por mantenimiento, consumo de energía y riesgos de accidentes por la relación de un coeficiente de fricción (COF) óptimo en las superficies planas como se muestra en la figura 42.

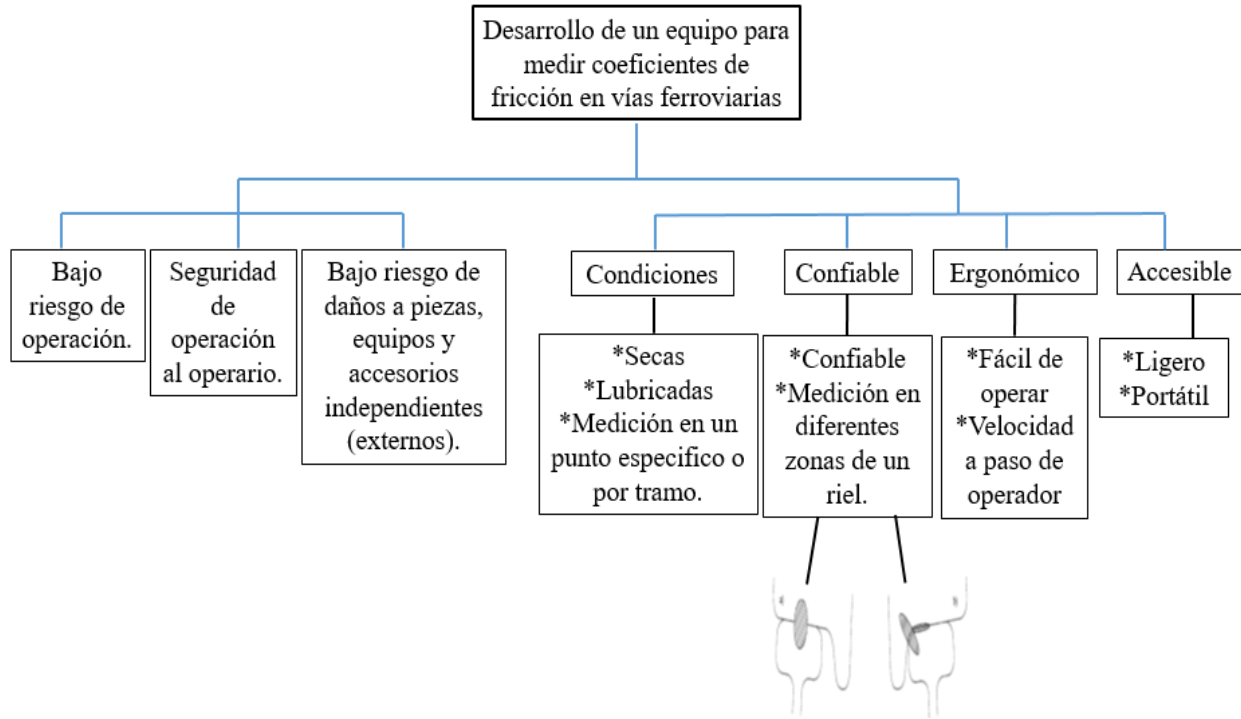


Figura 42. Clarificación de objetivos.

#### 4.2. Establecimiento de funciones

Se conoce hoy en día que los equipos para determinar los coeficientes de fricción (COF) en superficies planas tienen ciertas limitantes como costosos, pesados, complejos y suelen ser de difícil practicidad. Por ello se comenzó por la creación de una caja transparente de diseño sin especificaciones de material ni relaciones técnicas, como se muestra en las figuras 43 y 44.

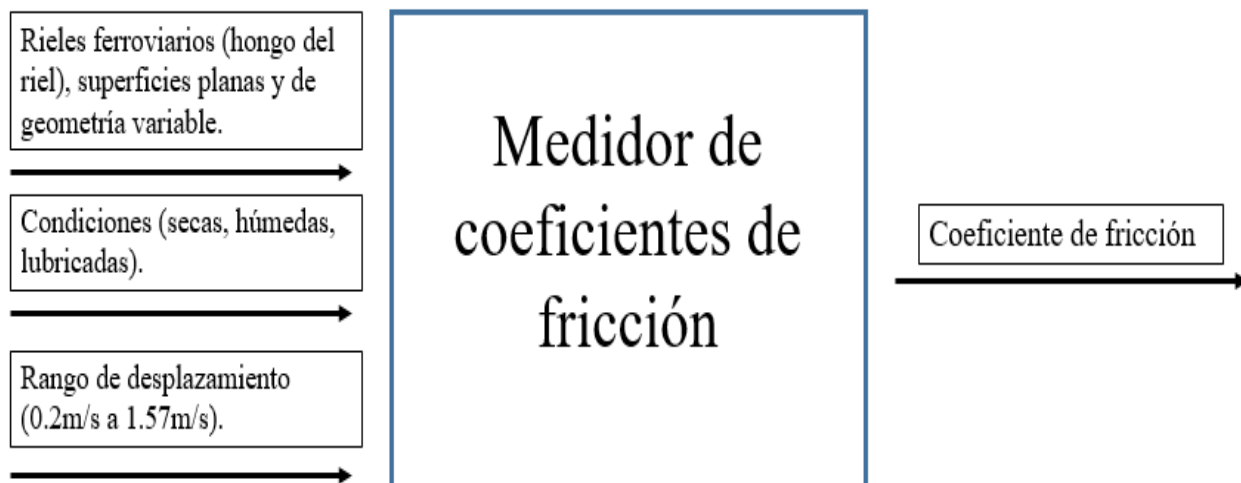


Figura 43. Establecimiento de funciones (caja negra).

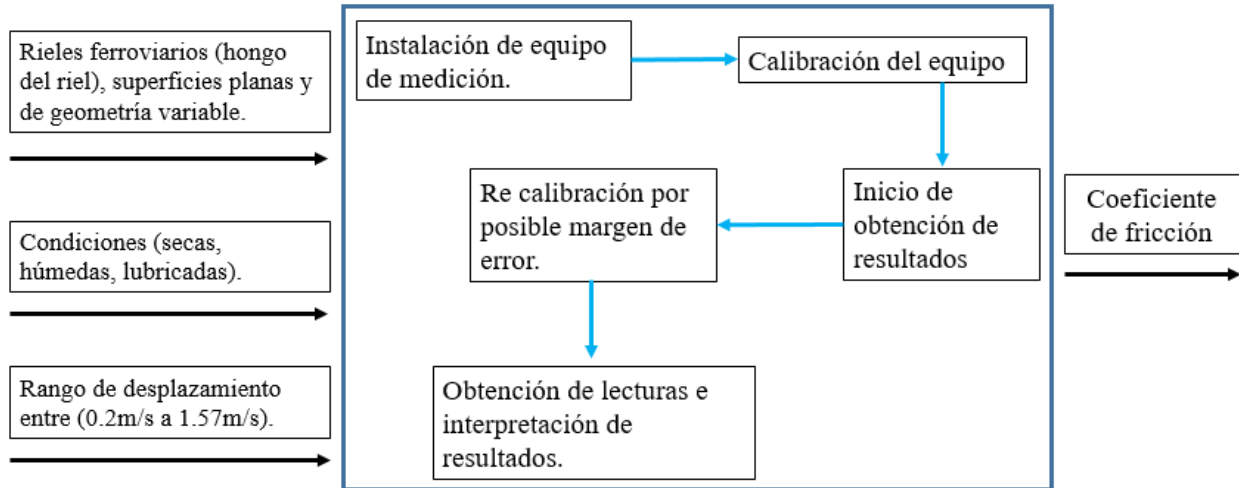


Figura 44. Establecimiento de funciones para la obtención de un coeficiente de fricción (caja transparente).

### 4.3. Requerimientos

El estudio de un coeficiente de fricción en vías férreas en ciertas superficies está relacionado de forma directa a las condiciones que se encuentren, tomando en cuenta que con el diseño del se podrá obtener una medición de los coeficientes de fricción en vías ferroviarias, en la tabla 1 se aprecian ciertos requisitos para dicho prototipo.

Tabla 1. Requisitos y especificaciones.

<b>Requisitos:</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Ligero al transportar (10Kg máximo).</li> <li>✓ Tamaño y dimensiones apropiadas para ser usado en cualquier superficie. (40cm*20cm*10 cm)</li> <li>✓ Robusto y resistente a condiciones rudas de trabajo.</li> <li>✓ Cumplir con los ajustes necesarios para adaptarse a una vía férrea y obtener una lectura confiable.</li> <li>✓ Operativo en cualquier condición de temperatura (-5°C a 50°C), humedad, lubricación y superficie.</li> <li>✓ Larga vida de operación (3 años vida útil).</li> <li>✓ Fiabilidad en la obtención de resultados.</li> </ul>
<b>Requisitos de fabricación:</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ El dispositivo se ajustara a cualquier condición de trabajo debe tomar de 5 a 10 minutos su instalación y calibración.</li> <li>➤ Ligereza en las piezas y componentes que lo conforman (5kg máximo).</li> </ul>
<b>Normas de aceptación:</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>❖ El dispositivo no debe de entrar en conflicto con patentes existentes.</li> <li>❖ Se llevaran a cabo ensayos a plena carga para verificar la fiabilidad y resistencia a la fatiga.</li> </ul>
<b>Eliminación:</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ El dispositivo no debe de contener ningún material peligroso ni que atente con la seguridad de los operarios, sus componentes deben de estar debidamente identificados.</li> </ul>

#### 4.4. Determinación y características

Se evaluaron ciertos requisitos y especificaciones previas para la elaboración de dicho prototipo, mostrados en la figura 45, de esta manera es posible sintetizar varios componentes del sistema, analizarlos y optimizarlos y regresar a la síntesis o idea principal, para volver analizar qué efectos tiene sobre las partes restantes del sistema.

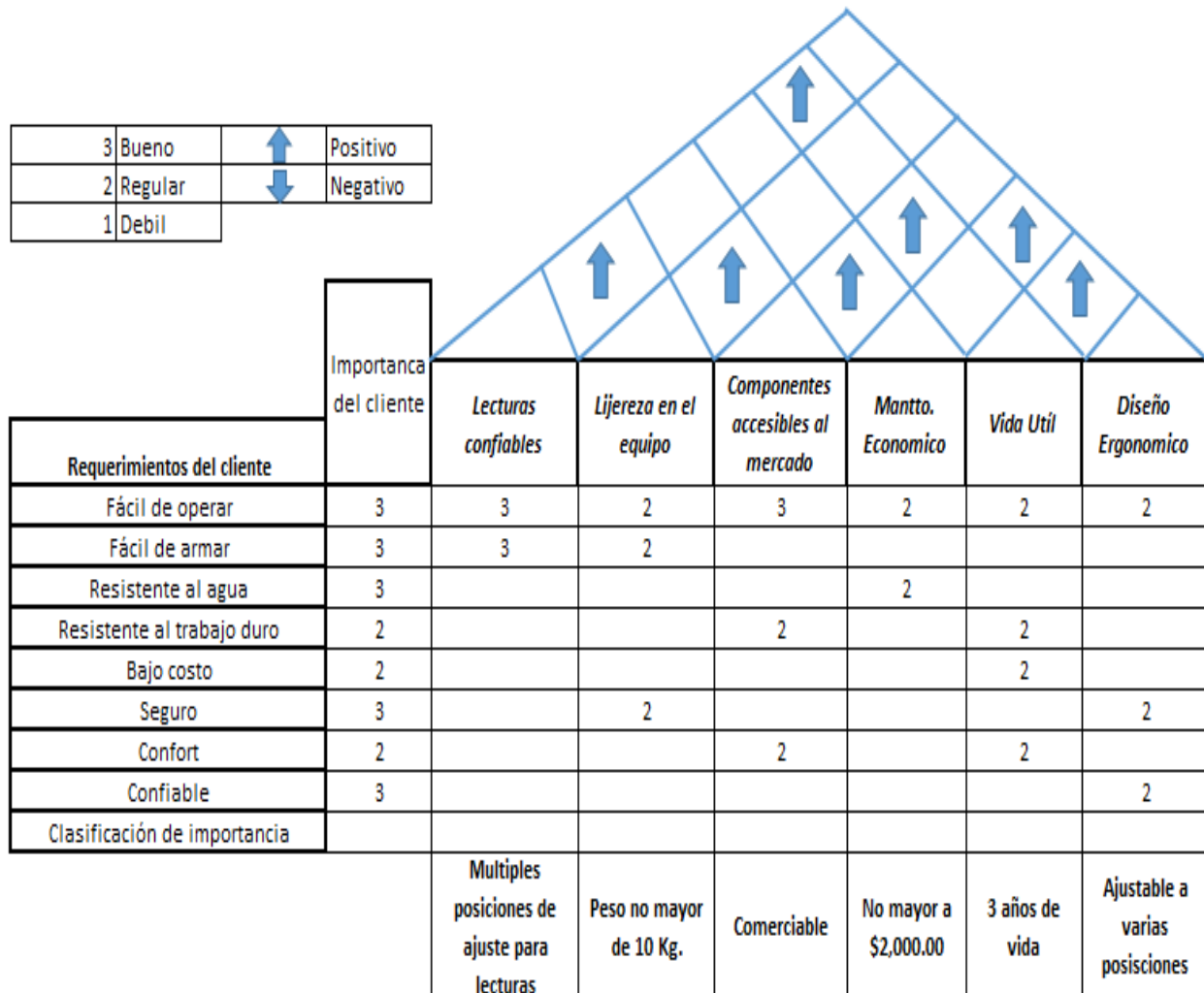


Figura 45. Casa de la calidad.

#### 4.5. Generación de alternativas

Al evaluar características de otros equipos similares, se generan alternativas de diseño viables para medir coeficientes de fricción en vías férreas. En la tabla 2, se presenta la configuración de las alternativas de diseño para el prototipo.

Tabla 2. Consideración de alternativas de diseño

<b>Función</b>	<b>Medios</b>			
Apoyos	Ruedas	Cojinetes	Deslizamientos	
Propulsión	Fuerza Hombre (Empuje)	Motor Eléctrico	Motor Combustión	Motor de Inducción Lineal
Energía	Motriz (Empuje)	Eléctrico o Solar	Gasolina o Diesel	Electricidad
Transmisión	Fricción	Engranajes y Ejes	Cadenas	Hidráulico
Frenos	Empuje	Fricción	Trinquete	Hidráulico
Posiciones	Superior y Lateral	Superior	Lateral	Longitudinal
Lecturas (valores)	Físicas	Digitales	Inalámbricas	Análogas
Operador	Sentado	Caminando	Estático	Control Remoto

#### 4.6. Evaluación de alternativas

Para el desarrollo y clasificación de las alternativas de diseño del equipo, se les asignan valores, los cuales se presentan en la tabla 3.

Tabla 3. Clasificación y evaluación

<b>Clasificación</b>	<b>Valores</b>	<b>Peso</b>
<b>Bueno</b>	3	0.3
<b>Regular</b>	2	0.2
<b>Malo</b>	1	0.1

Las alternativas o criterios evaluados, que se plantearon para el diseño de este prototipo se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Criterios de evaluación de alternativas.

<b>Criterios</b>	<b>Peso</b>	<b>Clasificación</b>	<b>Puntuación</b>
<i>Arme y desarme táctico (10 minutos)</i>	0.3	3	0.9
<i>Peso ligero (10Kg)</i>	0.2	2	0.4
<i>Resistente al trabajo duro</i>	0.2	2	0.4
<i>Adaptable a múltiples superficies</i>	0.3	3	0.9
<i>Resistente al agua</i>	0.1	1	0.1
<i>Mantenimiento económico</i>	0.2	2	0.4
<i>Refacciones comerciales</i>	0.3	2	0.6
<i>Precisión</i>	0.3	3	0.9
		Totales	4.6

# ***5. Diseño conceptual***



Con base a las alternativas clasificadas y evaluadas se propone el diseño conceptual del equipo, en la figura 46 se aprecia el primer diseño conceptual de este dispositivo y de cada uno de sus componentes, descritos en la sección 5.1.



Figura 46. Diseño conceptual dispositivo completo, vista isométrica.

### 5.1. Componentes del dispositivo

El dispositivo se compone de 7 elementos, estos elementos se aprecian en la figura 47, los cuales tienen una función específica en el funcionamiento del dispositivo, cada uno de estos elementos se describen a continuación.

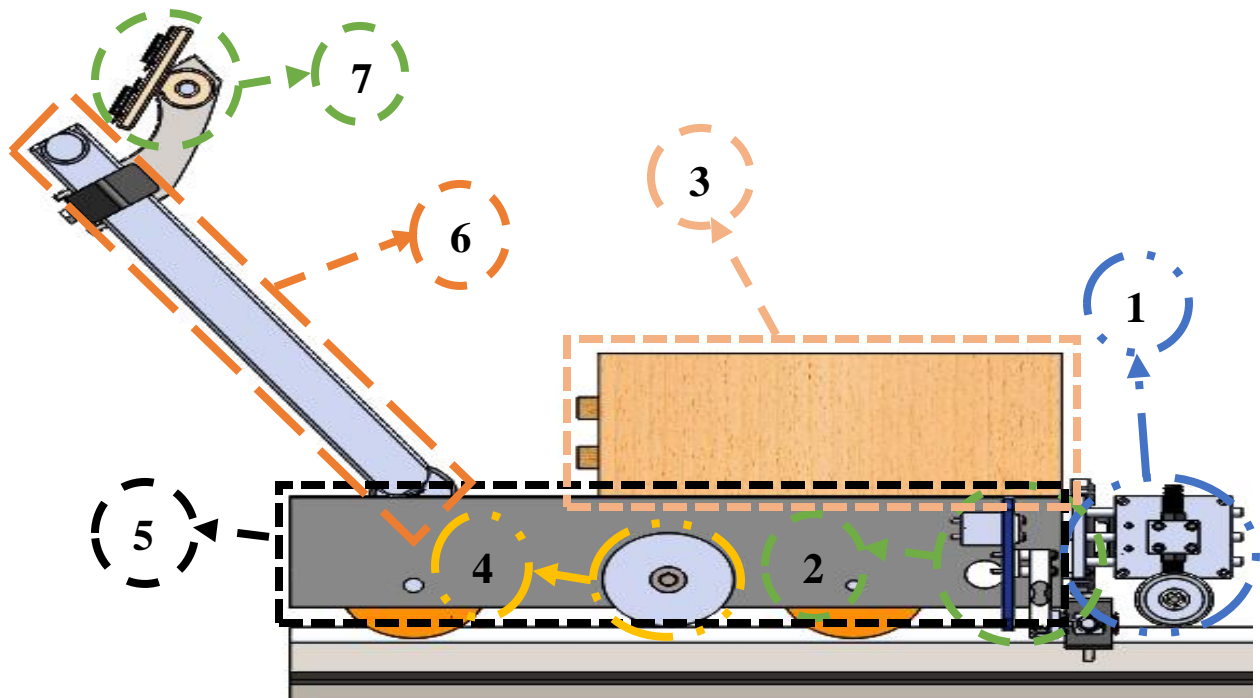


Figura 47. Dispositivo completo y su número de componentes, vista lateral.

**1. Componente frontal:** Cuenta con 2 celdas de carga de 50 kg cada uno, un aplicador de carga y unas correderas lineales de forma horizontal, las cuales se encargan de adquirir la señal de la fuerza de fricción en la parte superior del riel férreo (banda de rodadura) y mandar la señal a un controlador, almacenado en la caja de registro (3) mostrando el resultado en el tablero (7) mediante un display.

**2. Componente lateral:** Consta de una barra que sujeta al chasis (5), porta dos celdas de carga rectangulares de 20 kg c/u, estas celdas unidas a un aplicador de carga censan la fuerza de fricción en la parte lateral del riel (zona del hongo) y manda la señal a un controlador, almacenado en la caja de registro (3) mostrando el resultado en el tablero (7) mediante un display.

**3. Caja de registro:** Almacena los circuitos integrados de las celdas de carga, la programación y la alimentación de energía para el funcionamiento del dispositivo.

**4. Barra estabilizadora:** Tiene la función de estabilizar y controlar el peso del dispositivo al estar montado en una vía férrea, evitando la volcadura por el empuje a lo largo de la vía férrea y la inestabilidad del equipo.

**5. Chasis:** Estructura metálica encargada de soportar el peso de los componentes y de las funciones a desempeñar, permitiendo desplazarse a lo largo de la vía férrea.

**6. Barra de empuje:** Permite transmitir la fuerza de empuje de la persona (motriz) hacia el chasis, permitiendo desplazar el dispositivo a lo largo de la vía.

**7. Tablero:** Muestra los datos censados por las celdas de carga, ubicadas en los elementos 1 y 2, mediante unos displays.

### ***5.2. Descripción de los dos principales componentes 1 y 2, preexistentes al diseño presente del prototipo***

Con anterioridad se había considerado para la aplicación de carga, un tornillo de 9.525 mm (3/8”) x 50.8 mm (2”) de largo, galvanizado y de paso estándar, para la base estructural del dispositivo, se consideraron 2 ángulos de 38 mm (1.5”) x 1016 mm de largo, unidos por una placa de separación de 200 mm de ancho por 38 mm alto, unidos de forma rectangular, con rodamientos que permiten el desplazamiento a lo largo de la vía férrea, como el chasis de este dispositivo se deformaba, debido a que, al aplicar la carga por el tornillo, provocaba desestabilidad, esto hacía que en la toma

de lecturas fueran erróneas y la complejidad del dispositivo provocaba que la confiabilidad bajara al tomar las lecturas.

Fue por ello que surge la necesidad de una mejora de detalle lo que propicio a tener un diseño más óptimo, confiable y con adaptaciones de nuevos materiales como el uso de las celdas de carga, la programación, polímeros para la toma de las lecturas y la configuración estructural del mismo dispositivo optimizando tiempos, resultados y adaptación al punto de contacto, así como a las condiciones del terreno.

En la figura 48, se aprecia el componente 1, encargado de la medición en la zona de la banda de rodadura y el componente 2 encargado de medir en la parte lateral del riel.

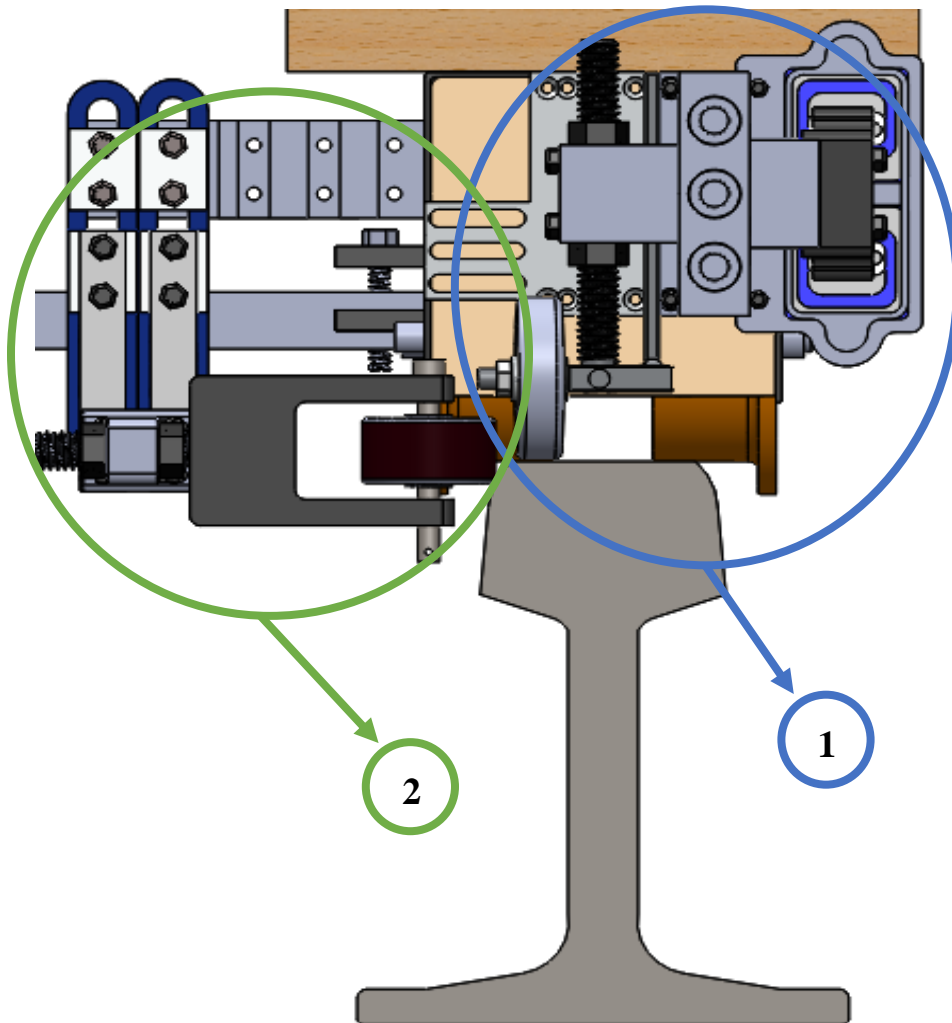


Figura 48. Medición en la banda de rodadura (1) y parte lateral del hongo (2), vista frontal.

**5.3. Componente 1, “medición en banda de rodadura” (Celda frontal).**

Se muestra el despiece del componente 1, (ver figuras 49 y 50), fabricado de placa de aluminio 1060, dicho componente se encarga de ayudar a obtener lecturas en la banda de rodadura mediante las celdas de carga acopladas en la parte lateral, permitiendo censar la fuerza en la parte superior del riel. Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

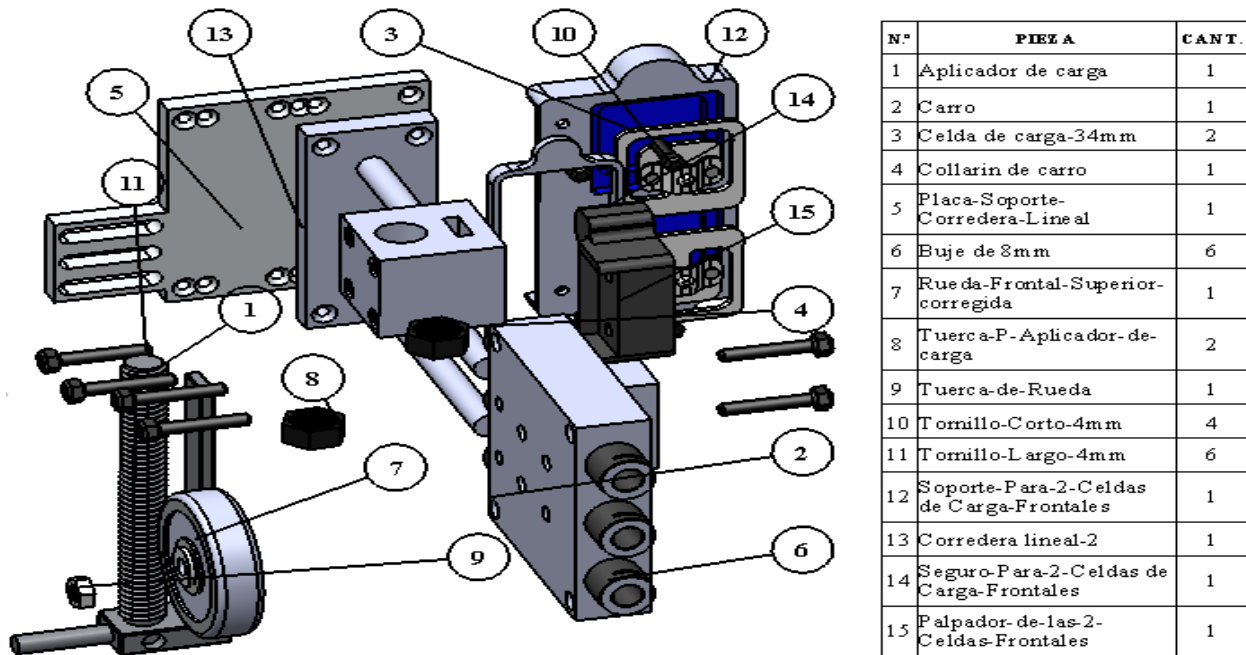


Figura 49. Celda de carga frontal (componentes y despiece).

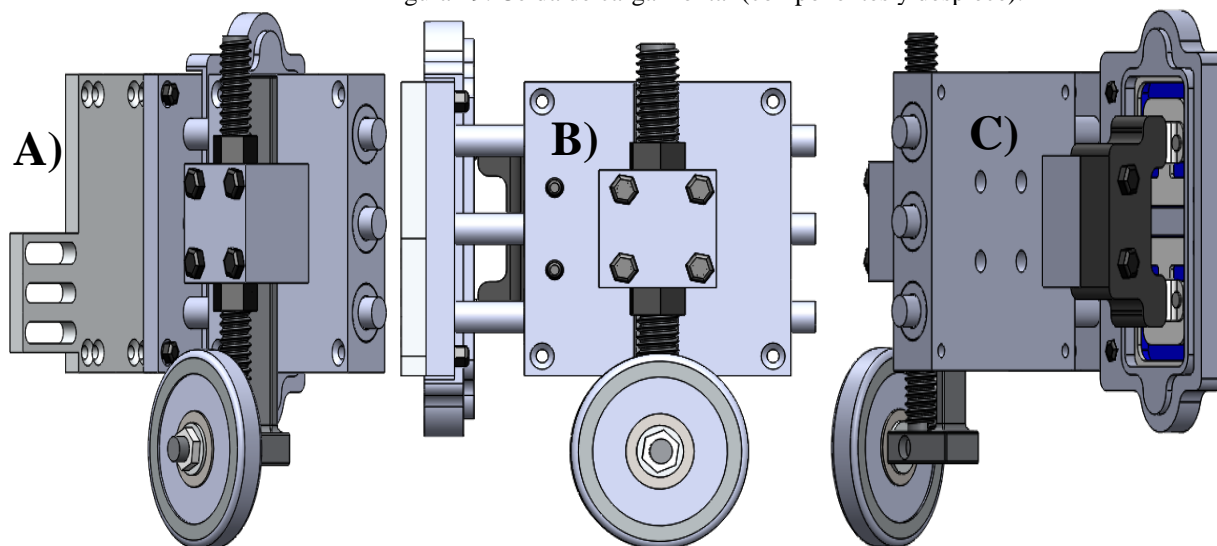


Figura 50. A) vista isométrica, B) vista lateral, C) vista isométrica derecha de la celda de carga frontal.

**5.4. Componente 2, “medición en la zona lateral del hongo” (Celda lateral)**

Se representa el despiece del componente 2 y los elementos que la conforman, (ver figuras 51 y 52), fabricada de placa de aluminio 1060, este componente se encarga de obtener las lecturas en la parte lateral del riel (zona del hongo), Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

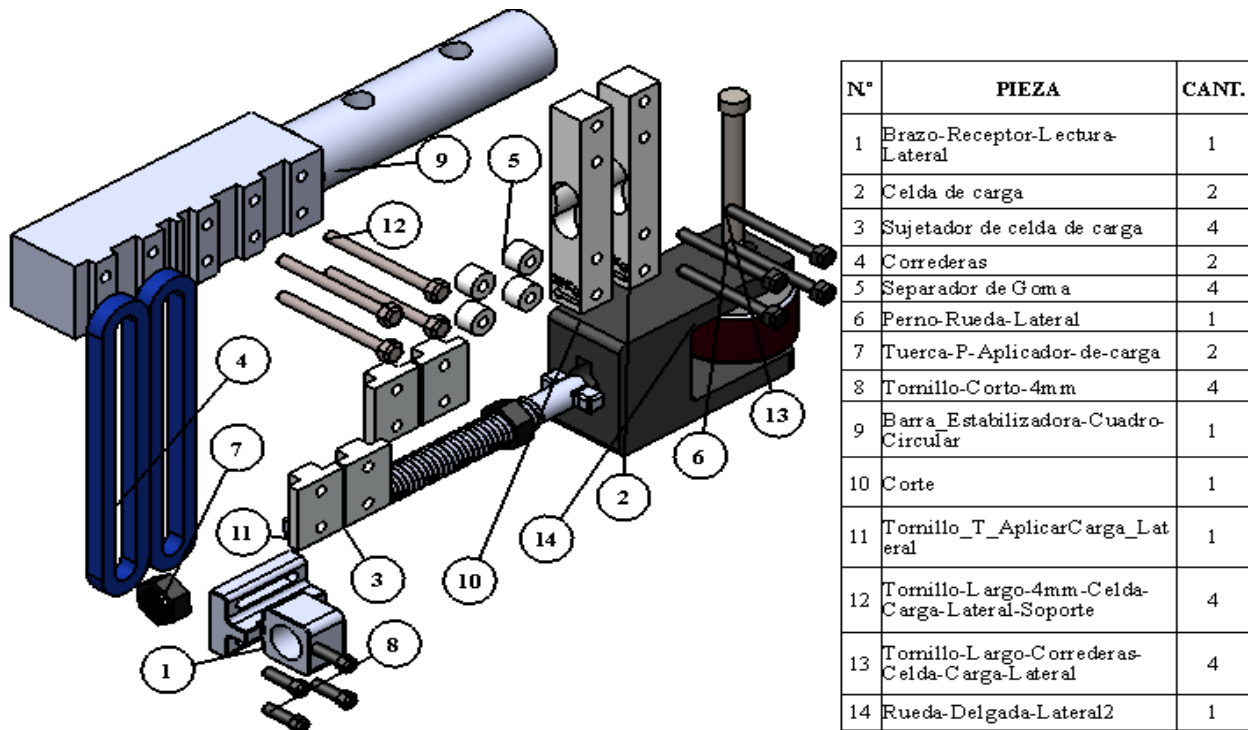


Figura 51. Celda de carga lateral (componentes y despiece).

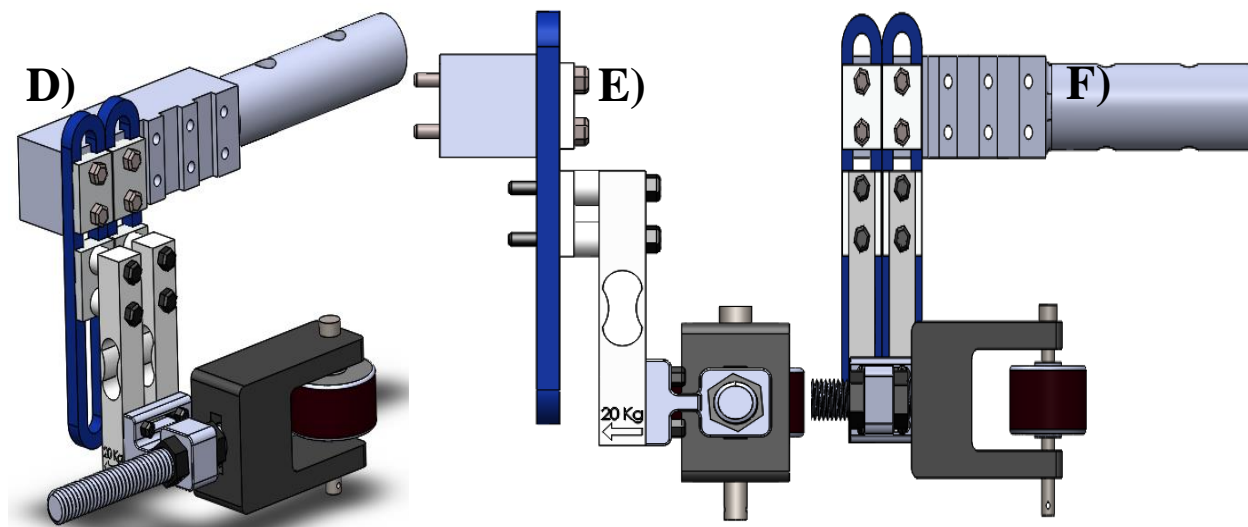


Figura 52. D) vista isométrica, E) vista lateral, F) vista frontal de la celda de carga lateral.

### 5.5. Chasis

La estructura del chasis y el despiece, se muestra en la figura 53, el chasis está compuesto por un perfil tipo C de acero comercial 1018, cuenta con rodamientos internos y ruedas de acero 1018 para el deslizamiento en la parte superior del riel, así como un bastón de aluminio 1060 para efectuar el empuje del dispositivo a lo largo de la vía férrea. Este componente da soporte a todo el peso del equipo, el cual permitirá soportar las cargas aplicadas y los esfuerzos generados a las que se somete el dispositivo. Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

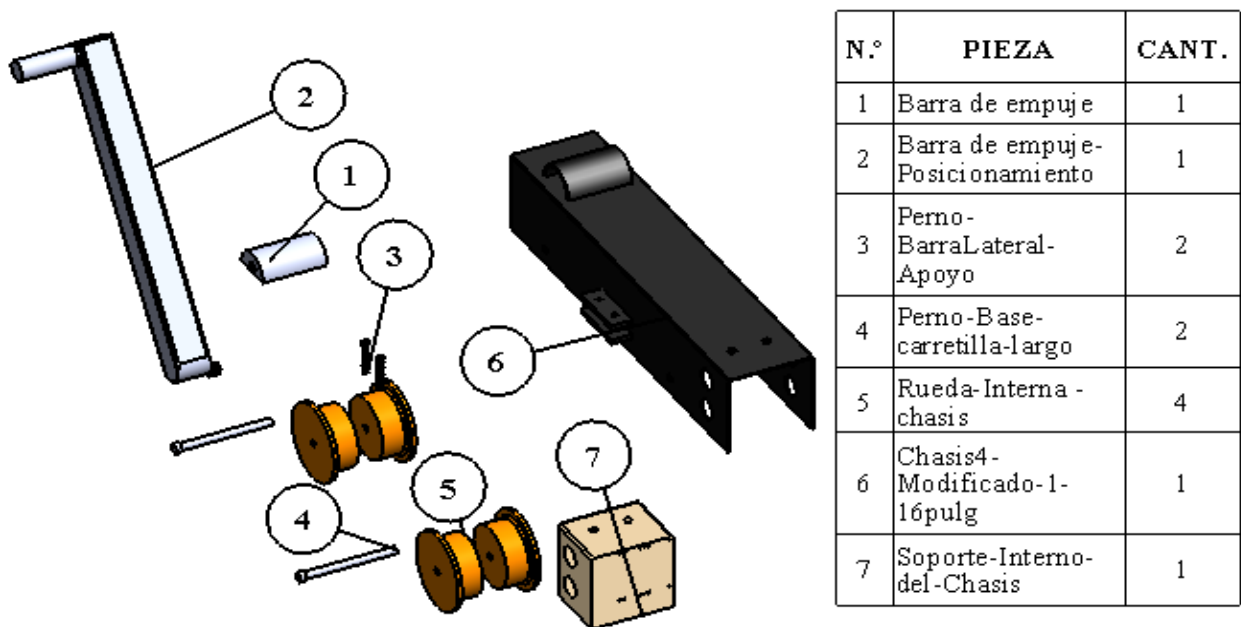


Figura 53. Diseño de chasis (componentes y despiece).

Se presentan las vistas isométrica y lateral del chasis en las figuras 54 y 55.



Figura 54. Perfil cuadrado de 4 pulg. X 4 pulg, vista isométrica

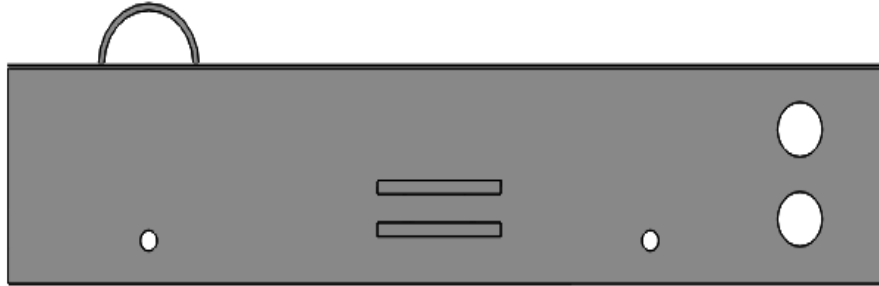


Figura 55. Perfil cuadrado, acondicionado, barrenado y adaptado, vista lateral.

### ***5.6. Barra estabilizadora***

La barra estabilizadora mostrada en la figura 56, fabricada de un perfil hueco, monten de 1/8” de espesor, es la encargada de equilibrar el peso y nivelar el dispositivo de tal manera que impida una volcadura o un desplazamiento no horizontal a lo largo de la vía férrea. Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

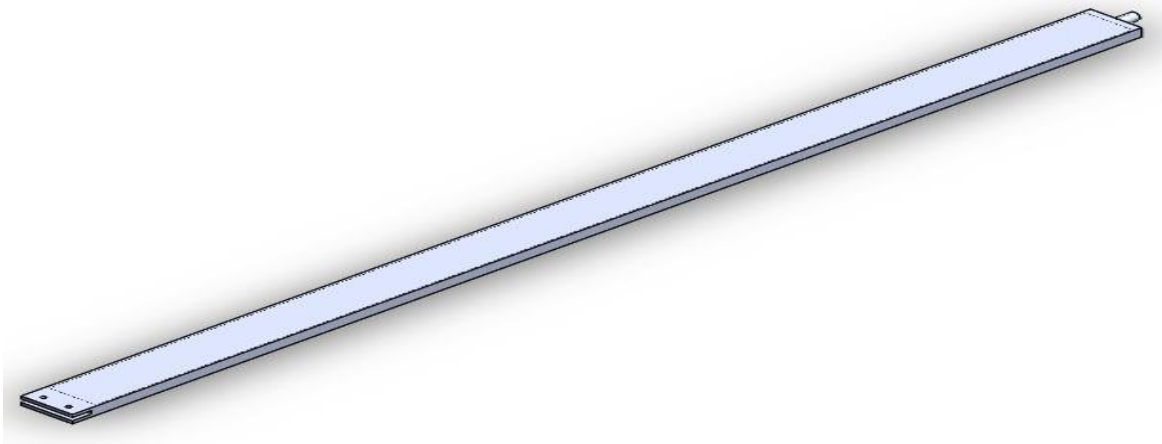


Figura 56. Barra intermedia estabilizadora.

### ***5.7. Barra de empuje***

La barra de empuje (bastón) mostrada en la figura 57, manufacturada de aluminio 1060 de 1/8” de espesor, este bastón permite transmitir la fuerza de empuje generada por la persona al caminar y empujar el dispositivo con la mano utilizando el bastón como medio de potencia. Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

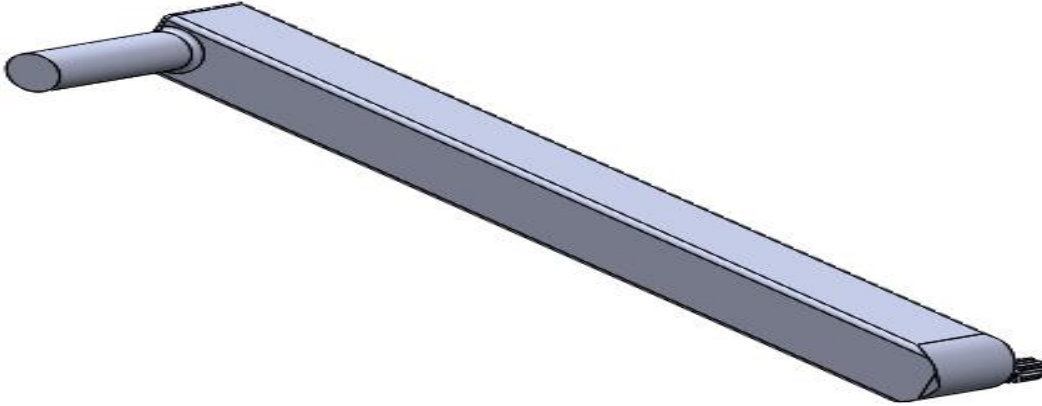


Figura 57. Bastón de empuje.

### ***5.8. Ruedas de desplazamiento lineal***

Las ruedas mostradas en la figura 58, se diseñaron con una curvatura interna de  $2^\circ$  en la zona de rodadura permitiendo mantener el peso del equipo en equilibrio, además tiene una ceja de mayor diámetro alrededor de la circunferencia de la rueda, permitiendo que el equipo al ser desplazado este se mantenga en la banda de rodadura de la vía, estas ruedas se hicieron en manufactura aditiva. Los planos de diseño y la hoja de manufactura de dicho componente se pueden consultar en el apartado de anexos.

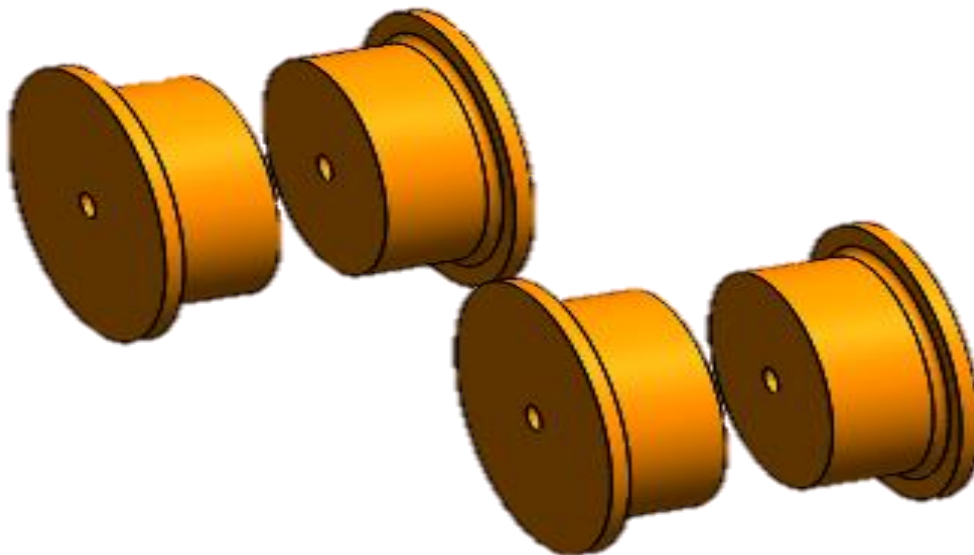


Figura 58. Ruedas de desplazamiento.



# ***6. Resultados***

Al realizar el diseño de este dispositivo y de las necesidades presentes en las vías férreas fue necesario recurrir al método analítico, permitiendo partir de lo ya conocido hacia lo que se quiere conocer, por ejemplo, las fuerzas que actúan en las vías férreas al estar en contacto con una rueda en movimiento, se pueden calcular manualmente, permitiendo conocer la fuerza deslizando aplicada en una determinada área y el coeficiente de fricción en esa determinada área, pero; ¿Qué sucede si se requiere conocer esa fuerza de fricción así como el coeficiente de fricción a lo largo de una vía férrea?. Es por eso que se hizo uso de herramientas de diseño como SolidWorks y ANSYS, para diseñar el dispositivo y obtener los esfuerzos generados al hacer uso del mismo.

### 6.1. Sistema aplicación de carga

Para aplicar la carga en las pruebas de obtención de coeficientes de fricción se ocupó un tornillo de 12.7mm de rosca ACME, cuerda trapecial a  $29^\circ$  de abertura entre diente y diente, (ver figura 59) [47], se consideran estos valores, porque los tornillos ACME convencionales tienen estos parámetros de fabricación y diseño.

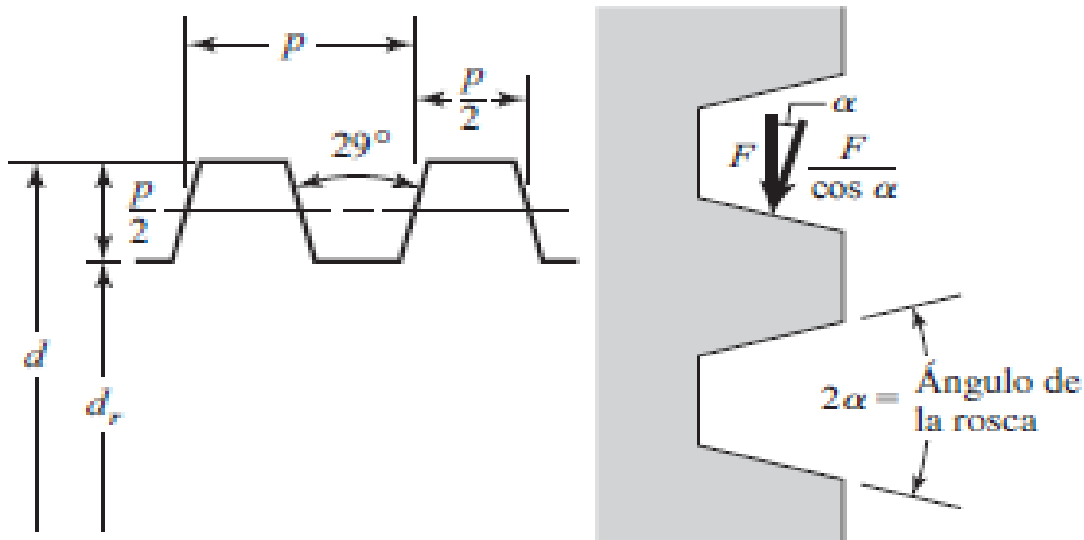


Figura 59. Geometría de un tornillo de rosca ACME [46].

Se utilizó la nomenclatura y las variables del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley [46] y el libro de Mecánica de Materiales de Beer and Johnston [48].

Los siguientes datos se obtienen de los datos del fabricante del esparrago ACME, estos mismos datos se corroboraron mediante las siguientes ecuaciones.

Datos:

$$p = 2.117\text{mm}$$

$$d_c = 12.7\text{mm}$$

$$N = 12 \text{ hilos } \times 25.4\text{mm}$$

$f_c$  = Coeficiente de fricción

$$f = 0.08$$

$$m = 0.680\text{kg}$$

Se realiza la obtención de la carga aplicada mediante la ecuación 1.

$$P = m * g = 6.67\text{N} \quad (1)$$

Se redondeó para cuestiones de cálculo a  $P = 7\text{N}$ , se obtiene el diámetro medio del tornillo, con la ecuación 2 y el avance del tornillo por revolución con la ecuación 4.

$$d_m = d - \frac{P}{2} = 11.6415\text{mm} \quad (2)$$

$$l = n * p = 2.117\text{mm} \quad (3)$$

La ecuación (4) se utiliza para calcular el torque necesario para subir la carga aplicada y la ecuación (5) para bajar la misma carga que se le aplica al sistema.

$$T_R = \frac{Pd_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) - \frac{P f_c d_c}{2} \quad (4)$$

$$T_L = \frac{Pd_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m - fl} \right) - \frac{P f_c d_c}{2} \quad (5)$$

Cabe mencionar que se considera un factor de fricción del collarín ( $cf$ ) = 0.08, entre el collarín y la tuerca de rosca ACME, estos valores son estandarizados en los tornillos convencionales ACME, como se aprecia en la figura 60, se representa un tornillo ACME y la aplicación de la fuerza entre collarín y tuerca.

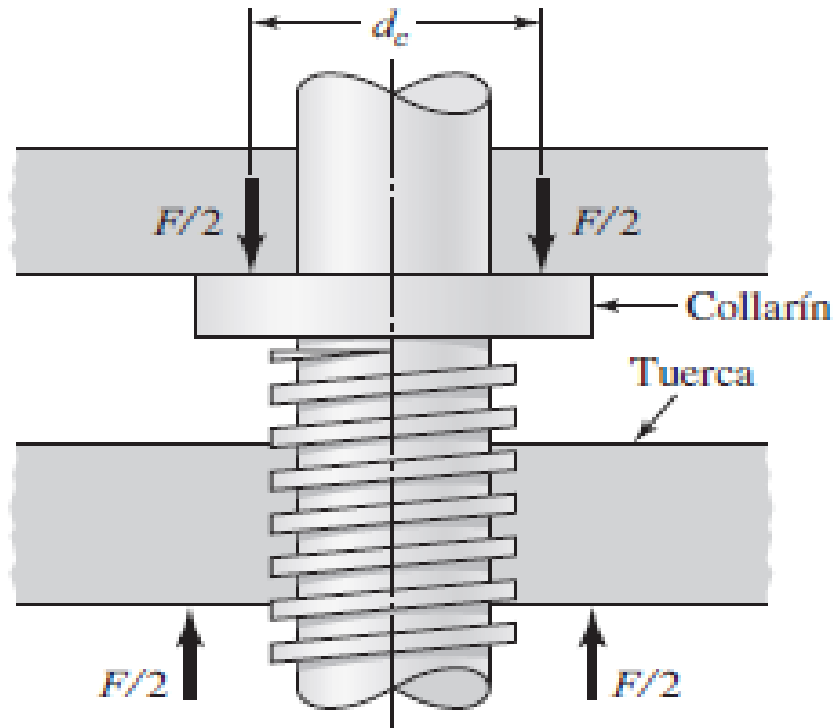


Figura 60. Aplicación de carga en tornillo ACME [47].

Se obtiene un par necesario para la elevación de la carga  $T_R = 11.76 \text{ Nm}$  y para bajar la carga se obtiene  $T_L = 7.012 \text{ Nm}$ , en el desarrollo de la ecuación (5) el signo negativo en el primer término indica que el tornillo por sí mismo no es auto bloqueante (es decir que se frene así mismo) y gira bajo la acción de la carga que se aplica, excepto que también existe fricción en el collarín misma que se debe de vencer. De esta manera el par de torsión necesario para hacer girar el tornillo con la carga es menor que el que se necesita para vencer la fricción en el collarín.

## 6.2. Esfuerzos en los pernos

Para la obtención de valores de los pernos de las ruedas del equipo, figura 61, se proponen los siguientes datos: Un diámetro de  $d=12.5\text{mm}$  con una longitud de  $l=117\text{mm}$ .

Se realiza el cálculo de las reacciones y el esfuerzo cortante promedio mediante la ecuación 6, obtenida del libro de Mecánica de Materiales [48].

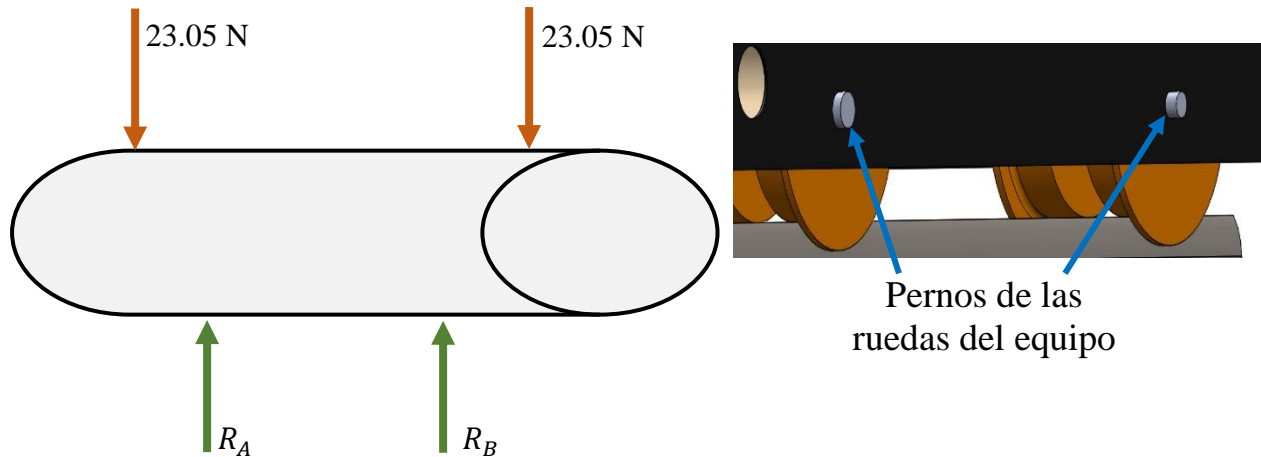


Figura 61. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en pernos y ubicación de pernos en el dispositivo.

$$T_{\text{prom}} = \frac{F_T}{2A} \quad (6)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.0125\text{m})^2}{4}$$

$$A = 122.71 \times 10^{-6} \text{m}^2$$

$$T_{\text{prom}} = \frac{46.10\text{N}}{2(122.71 \times 10^{-6} \text{m}^2)}$$

$$T_{\text{prom}} = 175.41 \text{KN}$$

Obteniendo el esfuerzo de aplastamiento mediante la ecuación 7 [48].

$$\sigma_b = \frac{P}{td} \quad (7)$$

$$\sigma_b = \frac{46.10\text{N}}{(0.00762\text{m})(0.0125\text{m})}$$

$$\sigma_b = 452 \text{N/m}^2$$

### 6.3. Cálculo las reacciones en los puntos A y B de las ruedas de desplazamiento

Para poder obtener los momentos en los puntos de apoyo A y B respectivamente, se obtienen los momentos y las reacciones, mostrados en el diagrama de cuerpo libre en la figura 62.

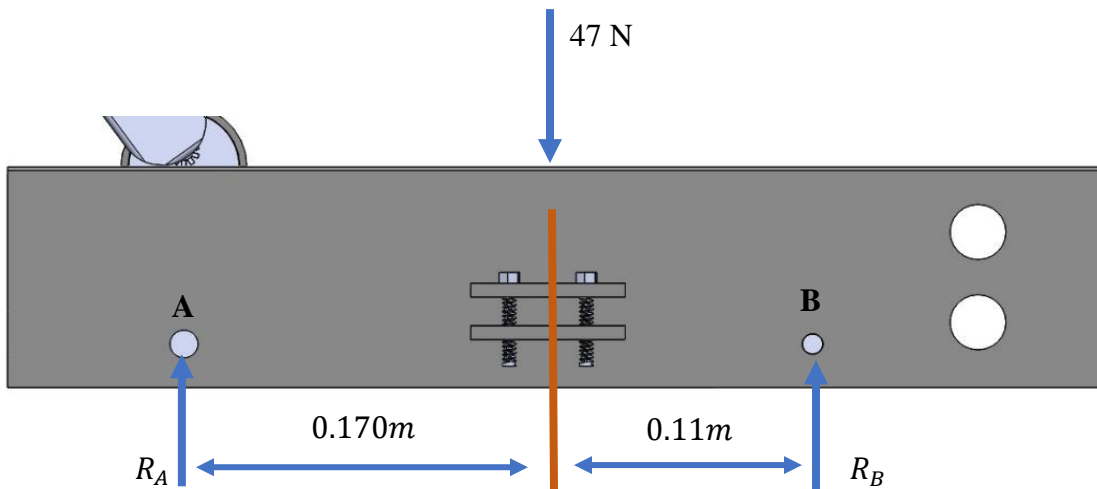


Figura 62. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en pernos de las ruedas de desplazamiento.

Realizando suma de momentos en el punto A, para obtener la reacción en B.

$$\sum M_A = 0$$

$$-47N - 176N(0.170m) + R_b(0.11m) - 19.6N(0.37m) = 0$$

$$R_b = 138.835N$$

Realizando suma de fuerzas en Y.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - 47N - 176N + 138.835N - 19.6N = 0$$

$$R_A = 72.059N$$

### 6.4. Cálculo de energía de deformación en las barras (correderas lineales de 8mm)

En la siguiente figura se presenta el collarín G, unido a todos los accesorios que lo componen, presentando las fuerzas que actúan en el equipo, teniendo una carga aproximada de 20N (P=20N) el cual está sujeto a una placa BDF, las barras ACE se encuentran unidas a la misma placa, sabiendo

que las barras ACE tienen un diámetro de 0.008m, una longitud de 0.017m un esfuerzo permisible de 180MPa y un módulo de elasticidad  $E=200\text{GPa}$ , como se muestra en la figura 63.

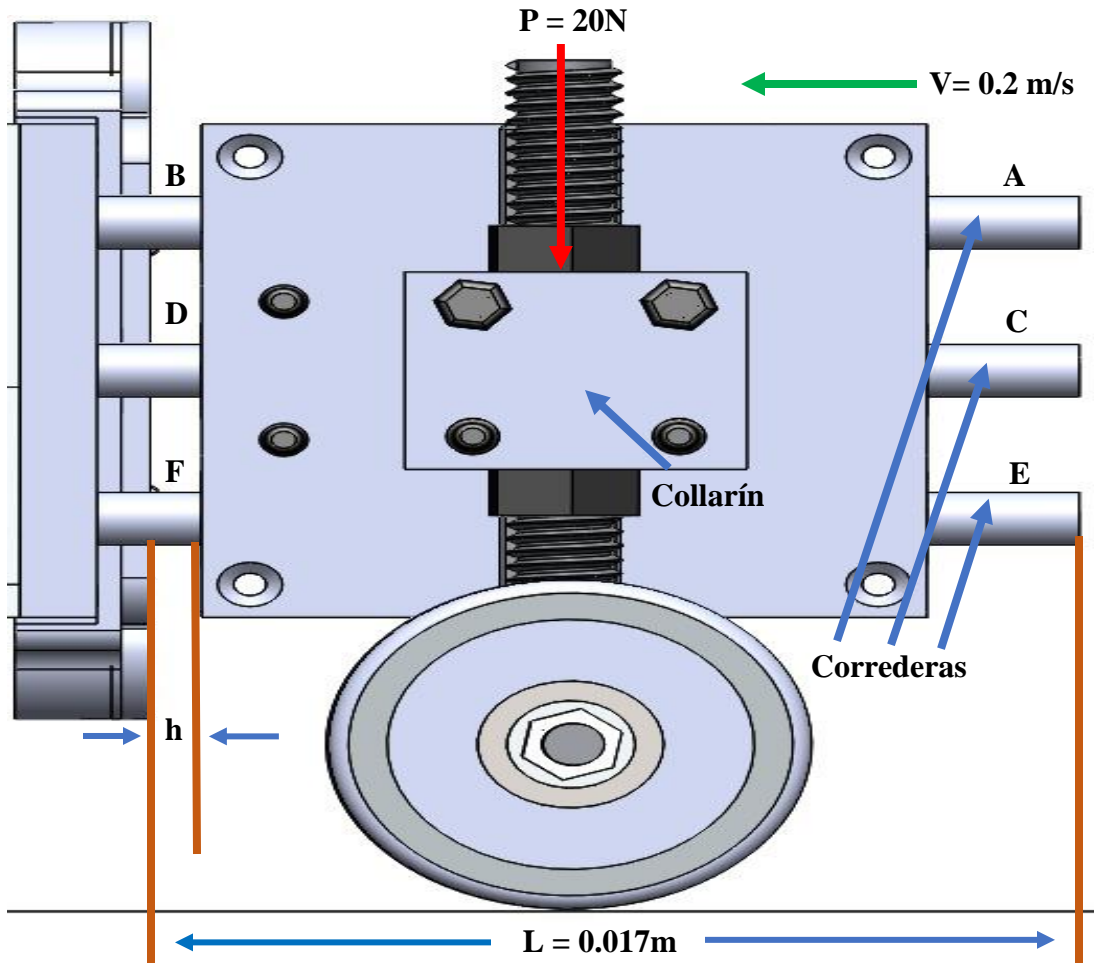


Figura 63. Diagrama cuerpo libre de aplicación de carga en collarín y barras (correderas lineales).

Mediante la ecuación (8) se obtiene la elongación máxima en las barras.

$$\Delta_m = \frac{\sigma_{EF} L}{E} \quad (8)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (8).

$$\Delta_m = \frac{180\text{MPa}(0.017\text{m})}{200\text{GPa}}$$

$$\Delta_m = 15.6 \times 10^{-6}$$

Se obtiene la energía de deformación de las barras, mediante la ecuación 9.

$$U = \frac{EA\Delta_m^2}{2L} \quad (9)$$

Para hacer uso de la ecuación 9 se obtiene el área de las barras.

$$A_{CD} = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$A_{CD} = \frac{\pi}{4} (0.008m)^2$$

$$A_{CD} = 50.265 \times 10^{-6} m^2$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 9.

$$U = \frac{(200 \times 10^9)(50.265 \times 10^{-6} m^2)(15.3 \times 10^{-6})^2}{2(0.017m)}$$

$$U = 0.069214J \cong 0.07J$$

Se obtiene un valor de 0.07J de deformación en las barras (correderas), es un valor mínimo como para provocar deformación permanente en las barras, por lo tanto, las barras únicamente tienen deformación elástica, permitiendo recuperar su forma general al retirar la carga aplicada.

### **6.5. Cálculo de la energía de trabajo del collarín**

Se obtiene la energía de trabajo que realiza el collarín, así como también el desplazamiento que realiza el carro a lo largo de las varillas de soporte.

$$U_m = mg(h + \Delta_m) \quad (10)$$

Se sustituyen valores ya obtenidos anteriormente en la ecuación 10. Para poder obtener el desplazamiento del carro.



$$\begin{aligned}
 U_m &= (2kg) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (h + 15.3 \times 10^{-6} m) = 0.07J \\
 19.62(h + 15.3 \times 10^{-6} m) &= 0.070J \\
 19.62h + 300.186 \times 10^{-6} &= 0.070J \\
 h &= - \frac{300.186 \times 10^{-6} + 0.070J}{19.62} \\
 h &= 0.300 \times 10^{-3} m \cong 3mm
 \end{aligned}$$

Se concluye que el rango de desplazamiento que tiene el carro a lo largo de las varillas de soporte es de 3mm, los cuales son censados y registrados por el uso de las celdas de carga del dispositivo cabe mencionar que el desplazamiento que se obtiene es de la forma horizontal.

### **6.6. Cálculo de presión ejercida en la rueda de contacto del dispositivo**

Se sabe que la presión que se genera mediante la rueda de contacto rueda – riel es de forma elíptica, el dispositivo cuenta con una rueda de 2” de acero 1020 (para mediciones en la parte superior del riel celdas de carga frontales) y una rueda de aluminio de 1” (para mediciones laterales del riel, celdas de carga laterales).

Para poder conocer la presión que se ejerce en la rueda de contacto del dispositivo se hace mediante el uso de la ecuación 11, que sirve para saber el área de una elipse [49].

$$A = \pi * a * b \quad (11)$$

Al aplicar esta ecuación que se fusiona con la ecuación 12 que es la encargada de darnos a conocer cuánto es la presión que se está ejerciendo en la rueda de contacto rueda – riel y la rueda del dispositivo [50].

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{3F}{\pi * a * b} \quad (12)$$

Dónde:

**F** = Es la fuerza ejercida por la rueda del tribómetro sobre el riel.

**a & b** = Dimensiones del área de contacto (**a** radio largo de la elipse, **b** radio corto de la elipse).

## 6.7. Cálculos de ANSYS

### 6.7.1. Aplicador de carga para sistema frontal del equipo

Para calcular numéricamente los esfuerzos generados en los componentes del dispositivo se ocupó el programa de elemento finito ANSYS, el cual permitió obtener resultados para estudiar el comportamiento de los componentes al aplicar y retirar una carga y las condiciones de trabajo del dispositivo, para tales efectos se aplicó una carga de 20N.

Mediante el esparrago aplicador de carga, esta carga es la máxima permitida para que el dispositivo se mantenga en equilibrio ya montado sobre la vía férrea y no haya inestabilidad del mismo, esta carga se aplica en la parte frontal del dispositivo, al realizar el estudio se obtuvo una deformación máxima de 3mm y una mínima deformación de 2.7mm en dicho componente, como se aprecia en la figura 64 y los esfuerzos generados en la figura 65.

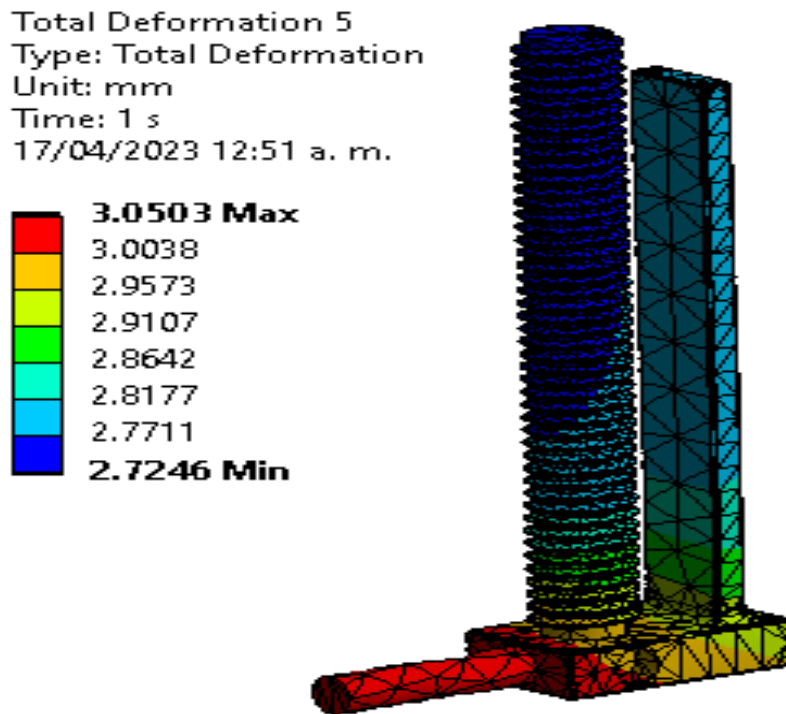


Figura 64. Deformación total del sistema de aplicación de carga (esparrago).

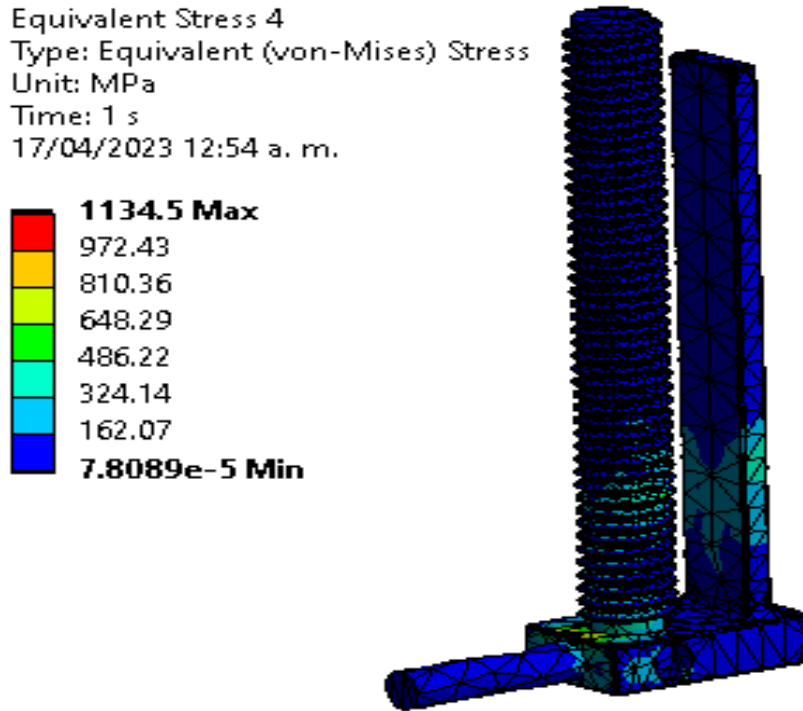


Figura 65. Esfuerzo equivalente del sistema de aplicación de carga (esparrago).

### 6.7.2. Rueda de contacto – riel para elemento de la carga frontal

Se obtiene los resultados previos en la deformación de la rueda de medición en la celda de carga frontal, en la figura 66, obteniendo una deformación máxima de **3 mm** al aplicar una carga de 20N mediante el uso del aplicador de carga (esparrago).

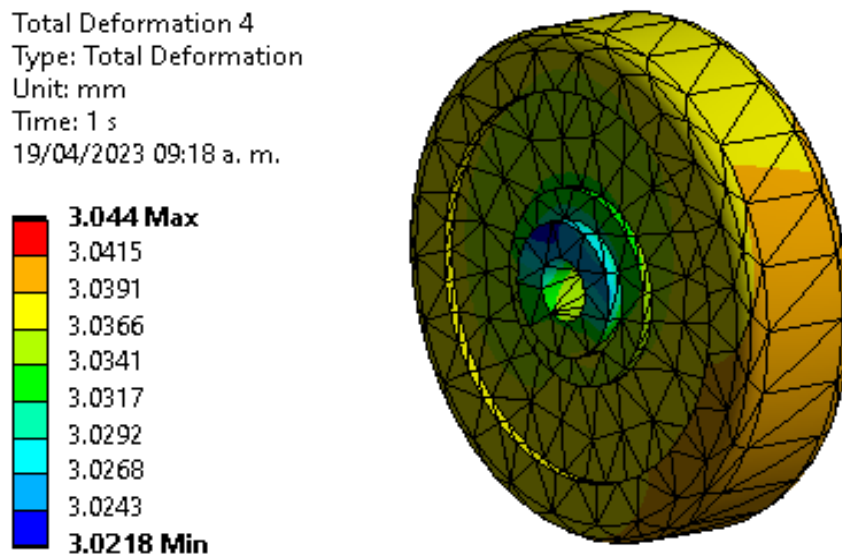


Figura 66. Deformación en la rueda de medición en la celda de carga frontal.

En el siguiente estudio mostrado en la figura 67, se obtuvo el esfuerzo máximo de **635.12 MPa** que se genera en la rueda de contacto, debido a la carga aplicada por el sistema aplicador de carga.

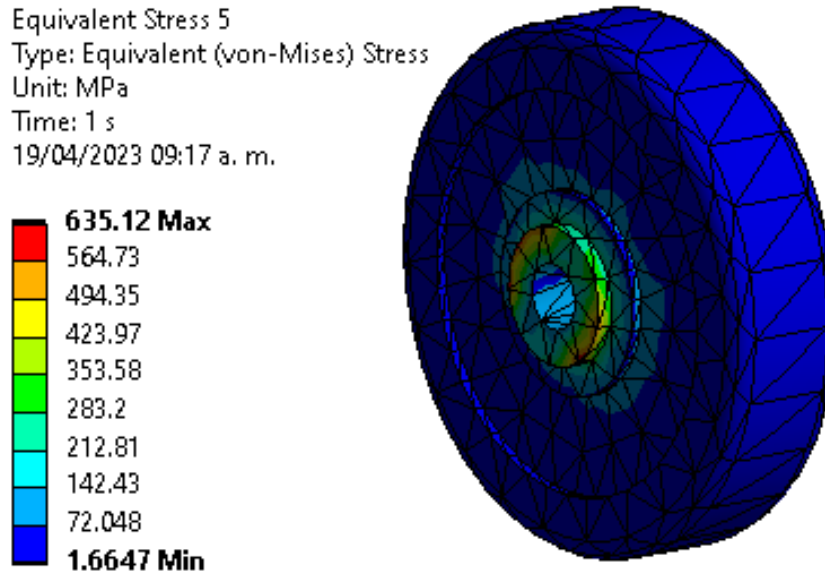


Figura 67. Esfuerzo equivalente en rueda de medición y contacto.

### 6.7.3. Barras de soporte y desplazamiento lineal (correderas)

En la figura 68, se realizó un estudio en las barras de desplazamiento lineal de la parte frontal del equipo, donde se obtuvo una deformación máxima de **2.87mm** en las barras, valor dentro del rango tolerable de 1 a 3mm de deformación para el desplazamiento lineal de los baleros sobre esta superficie.

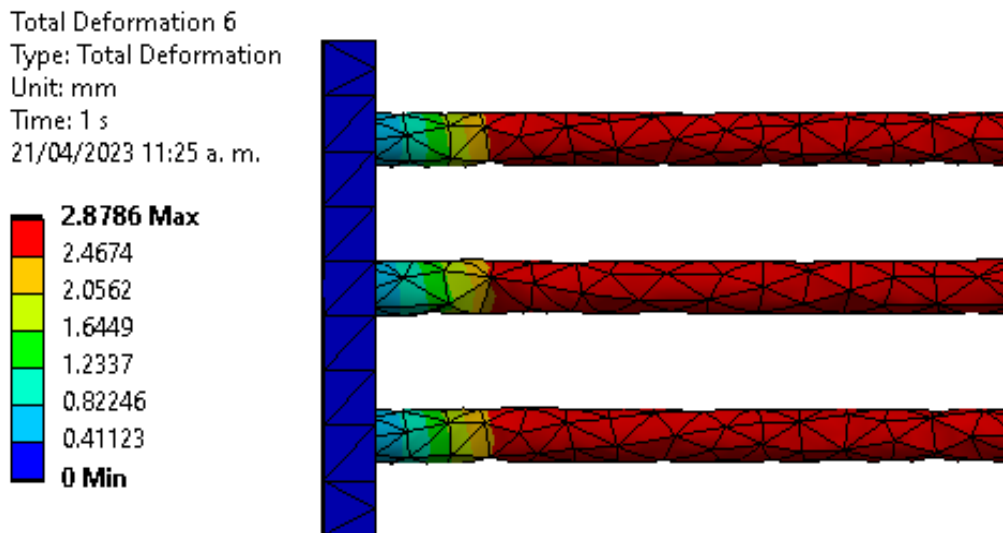


Figura 68. Deformación en barras de desplazamiento (parte frontal del quipo).

Las barras de desplazamiento acorde al estudio realizado mostraron una deflexión que se genera en el sistema al aplicar la carga, esta deflexión es un comportamiento natural de las barras debido a las propiedades del material de elasticidad al aplicar y retirar una carga. Posteriormente se obtuvieron los esfuerzos que se generan en las barras, obteniendo un esfuerzo máximo de **26058 MPa** al aplicar la carga, como se muestra en la figura 69.

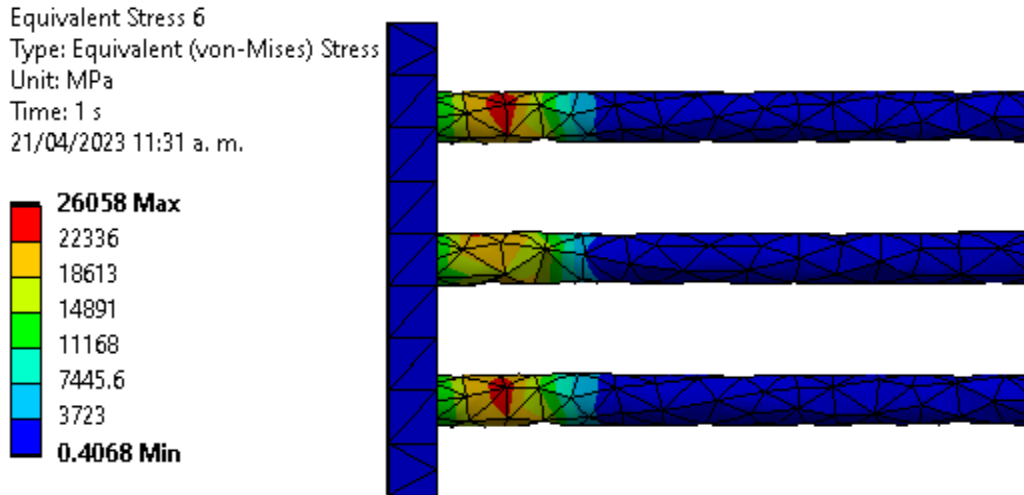


Figura 69. Esfuerzo en barras de desplazamiento (parte frontal del equipo).

#### 6.7.4. Barra de empotramiento para elementos laterales del equipo

En la figura 70, se presenta el estudio de deformación en la barra de empotramiento, al aplicar la misma carga de 20N ( $P = 20N$ ), obteniendo una deformación máxima de **0.0000056mm**.

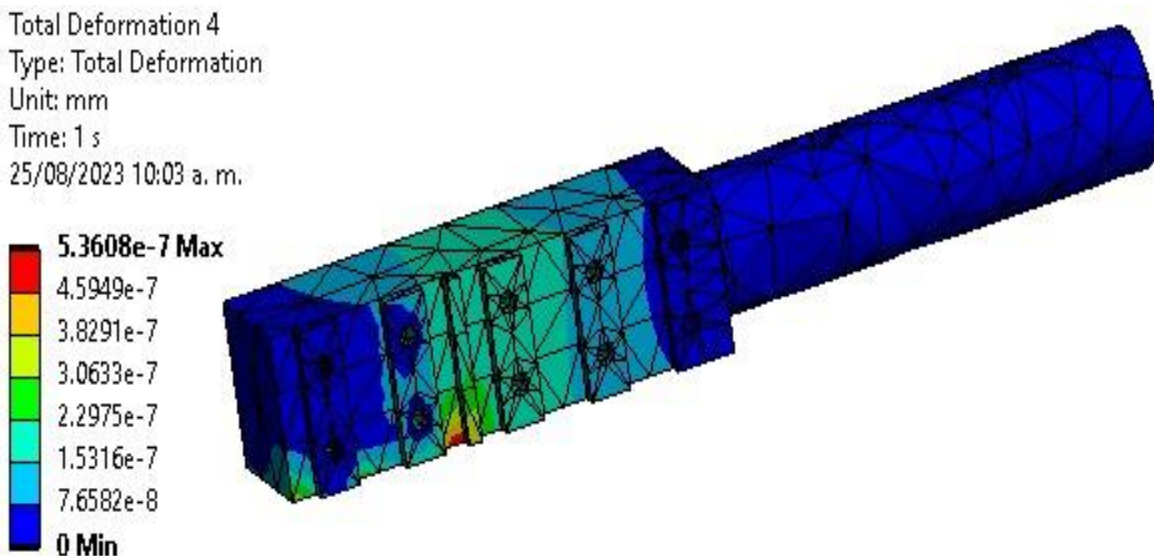


Figura 70. Deformación en barra de empotramiento lateral.

Teniendo en cuenta los esfuerzos generados en dicha barra al aplicar una carga de 20N ( $P = 20N$ ), el esfuerzo máximo generado en este componente es de **0.006MPa** el cual se puede apreciar en la figura 71, a lo cual puede soportar más carga en el sistema, recordando que la carga máxima que se aplica es de 20N.

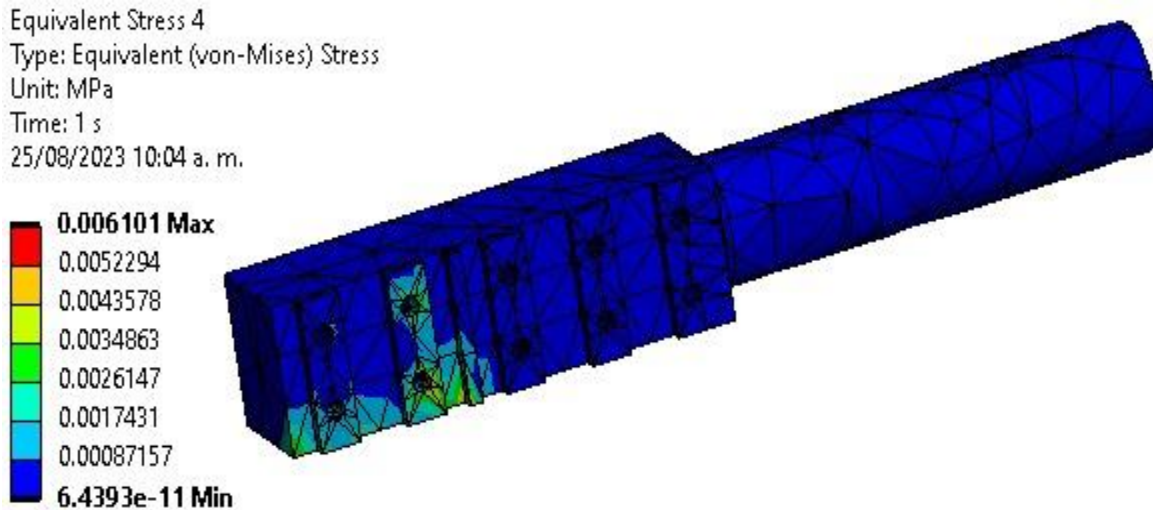


Figura 71. Esfuerzo en barra de empotramiento lateral.

### 6.7.5. Chasis (cuerpo del equipo)

Al realizar un estudio del comportamiento del chasis, se obtuvo una deformación máxima de **0.00013mm** debido a las cargas y esfuerzos aplicados de todo el conjunto de componentes, (aplicadores de carga, rodamientos, correderas, placas y demás accesorios) mostrando el comportamiento de este elemento en la figura 72.

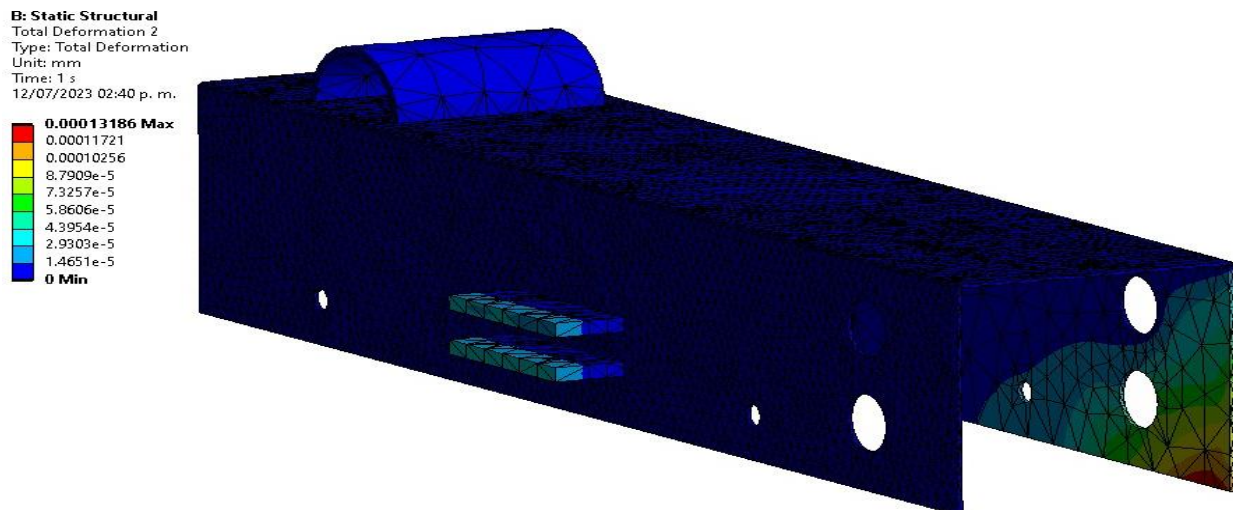


Figura 72. Deformación máxima en chasis debido a cargas aplicadas.

Los esfuerzos que se generan debido a las cargas aplicadas se aprecian en la figura 73, obteniendo un valor de **0.61 MPa** de carga máxima aproximadamente a **1 MPa**, el material propuesto hasta el momento ha cumplido con lo esperado de soportar las cargas y no deformarse excesivamente a los esfuerzos sometidos.

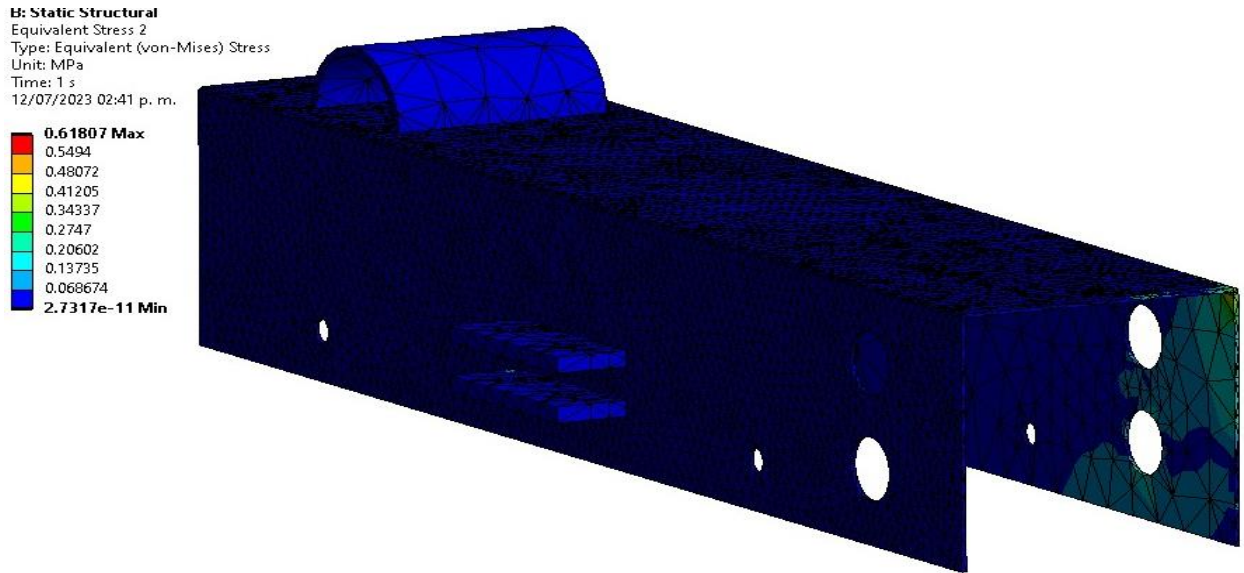


Figura 73. Esfuerzos en chasis debido a cargas aplicadas.

### 6.8. Materiales empleados para la elaboración del equipo

Los materiales empleados es un perfil de acero PRT de 4" (101.6 mm) con un espesor de 1/16" (1.6 mm) y una longitud de 0.50 m, de acero 1018 para la fabricación del chasis presentado en la figura 74.



Figura 74. Perfil de PTR de 4 pulgadas (101.6 mm).

Para el soporte del carro-deslizante se empleó un sistema de barras estabilizadoras (A), con rodamientos lineales internos (B), los cuales permitirán el deslizamiento del carro en forma lineal paralelo a la banda de rodadura de la vía, también cuenta con una celda de carga de 50Kg (C), la cual permite cesar la fuerza con la que se empuja el dispositivo, el valor obtenido por la celda de carga se sustituye en la ecuación de la fricción y obtener un coeficiente de fricción como se aprecia en las figuras 75 y 76.

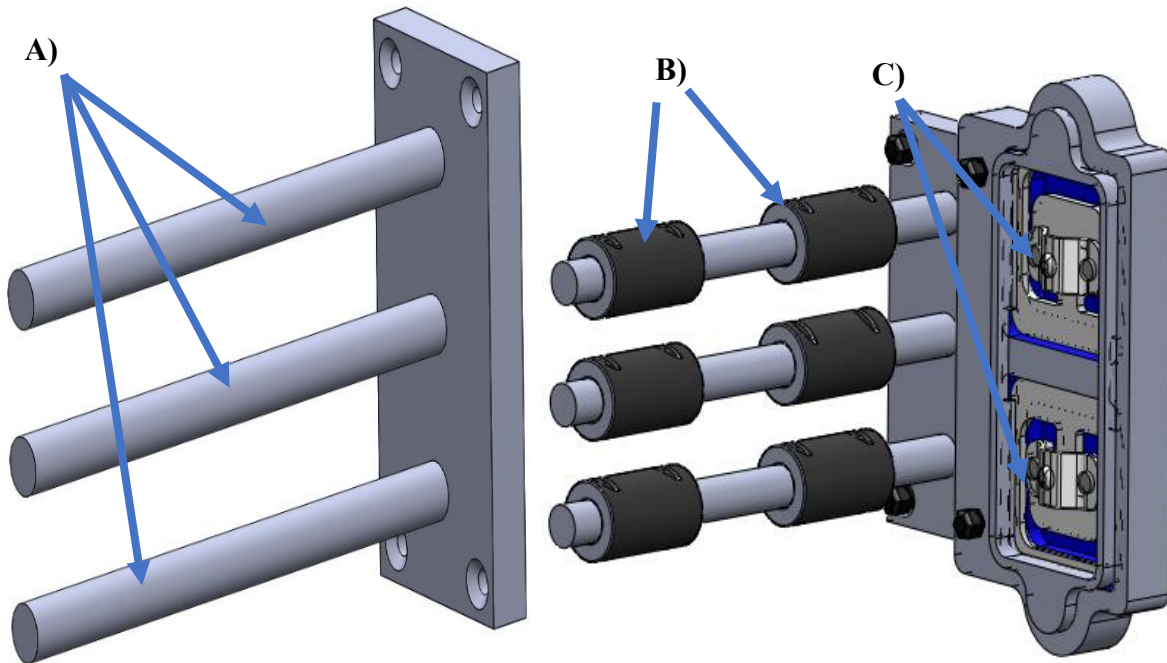


Figura 75. A) Barras estabilizadoras, B) Rodamientos, C) Celda de carga 50 kg.

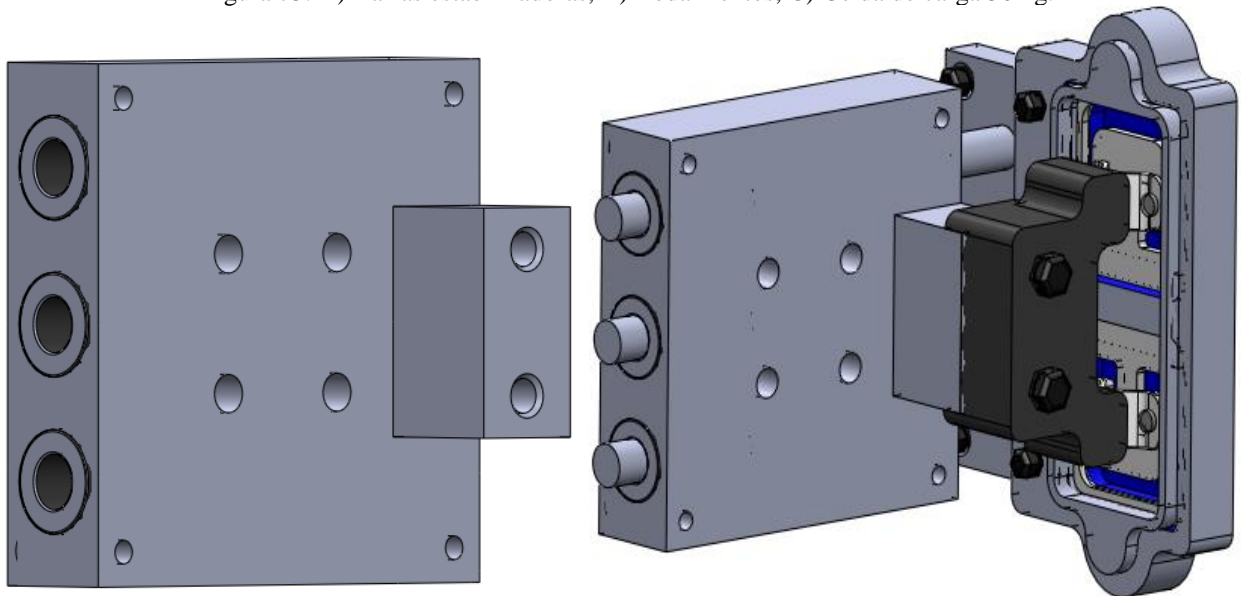


Figura 76. Collarín-Carro de deslizamiento.



## 6.9. Instrumentación y control

### 6.9.1. Programación para la obtención de valores en la celda frontal y obtención de valores

La recolección de datos obtenidos en un muestreo de medición en vías se realizó empleando una tarjeta Arduino, como se muestra en la figura 77, en esta tarjeta se cargó un archivo (programa) el cual se realizó por un software del mismo nombre Arduino, la programación y la tarjeta se encargan de hacer la interacción entre los sensores de carga y el operario, permitiendo recabar, datos y valores en uno o varios muestreos.

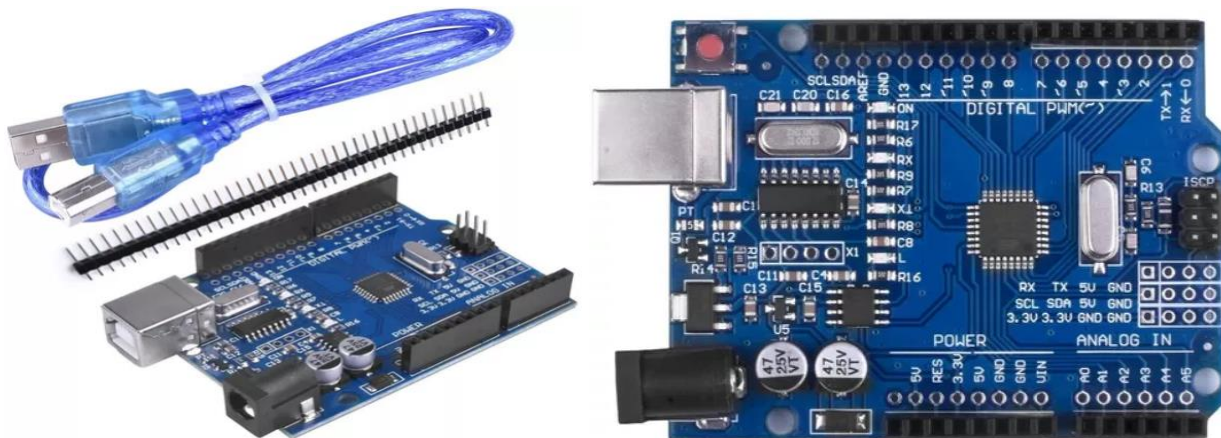


Figura 77. Tarjeta Arduino y accesorios [51].

### 6.9.2. Celda de carga, módulo, especificaciones y características.

Para la obtención de datos en la banda de rodadura del riel, se empleó una celda de carga de 50 kg y un módulo Hx711 como se aprecia en la figura 78, está celda es programada con un código de programación mediante la tarjeta Arduino con las siguientes especificaciones y características mostradas [52].



Figura 78. Celda de carga plana de 50 kg y módulo Hx711 [52].

Esta celda de carga es un transductor que mide el peso o la fuerza y la convierte en una señal eléctrica, mediante un dispositivo mecánico, la fuerza que se desea medir deforma el sensor y convierte el desplazamiento o deformación en señales eléctricas. El sensor de carga es la misma que se encuentra en una báscula digital, es aplicada hasta cerca de 110 libras (aproximadamente 50 kg) [51].

El módulo Hx711 emplea el chip HX711 convertidor A/D de alta precisión de 24-bits. Cuenta con dos entradas analógicas, el circuito de entrada puede configurarse para proveer una presión tipo puente (módulo de sensor de pesaje/ celda de carga) [51].

### **6.9.3. Especificaciones técnicas de la celda de carga**

- Peso máximo de carga 50 kg.
- Sensibilidad  $1.0 \pm 0.1$  V.
- Voltaje de entrada = 10 V.
- Rango de temperatura de operación  $0 \sim 50$  °C.

Características celda de carga

- Dimensiones: 34 x 34 x 9 mm.
- Peso: 18.3 gr.

### **6.9.4. Especificaciones técnicas del módulo hx711**

- Rango de voltaje de suministro de operación: 2.6 ~ 5.5 V
- Rango de temperatura de funcionamiento: - 20 grados ~ 85 °C
- Velocidad de datos de salida de 10 SPS o 80 SPS seleccionables
- Rechazo de suministro simultáneo de 50 y 60 Hz
- Consumo actual, incluido el regulador de la fuente de alimentación analógica en chip: funcionamiento normal < 1.5 mA, apagado < 1 uA
- Dos canales de entrada diferenciales seleccionables
- PGA activa de bajo ruido con ganancia seleccionable de 32, 64 y 128 bits

- Regulador de fuente de alimentación en chip para celda de carga y fuente de alimentación analógica (corriente continua).
- Interfaz digital simple e interfaz serial: controles pin-drive, no se necesita de programación.

#### **6.9.5. Características módulo hx711**

- Dimensiones: 33.40 x 20.30 x 3 mm
- Peso: 2.5 g

#### **6.9.6. Programación y diagrama de la celda de carga frontal, para la obtención de valores en la parte alta del riel (banda de rodadura)**

Se encuentra diagramas, conexiones y programación de la celda de carga frontal en el apartado de anexos.

#### **6.10. Celda de carga lateral, para la obtención de valores en la parte del hongo de la vía**

La celda de carga de sección rectangular mostrada en la figura 79, soporta cargas de compresión, tensión y flexión y las convierten en una magnitud eléctrica proporcional a la carga. La aplicación principal de esta celda de carga es la medición de peso. Posee normalmente 4 galgas extensiométricas (Strain Gauge) conectadas en una configuración de puente Wheatstone.

Esta configuración permite leer de forma precisa las variaciones de resistencia en la galga. Mediante un módulo HX711 que es un transmisor entre la celda de carga y un microcontrolador como Arduino, permitiendo leer el peso en la celda de manera sencilla, valor ocupado para emplearlo en la ecuación de la fricción y obtener un coeficiente de fricción [53].

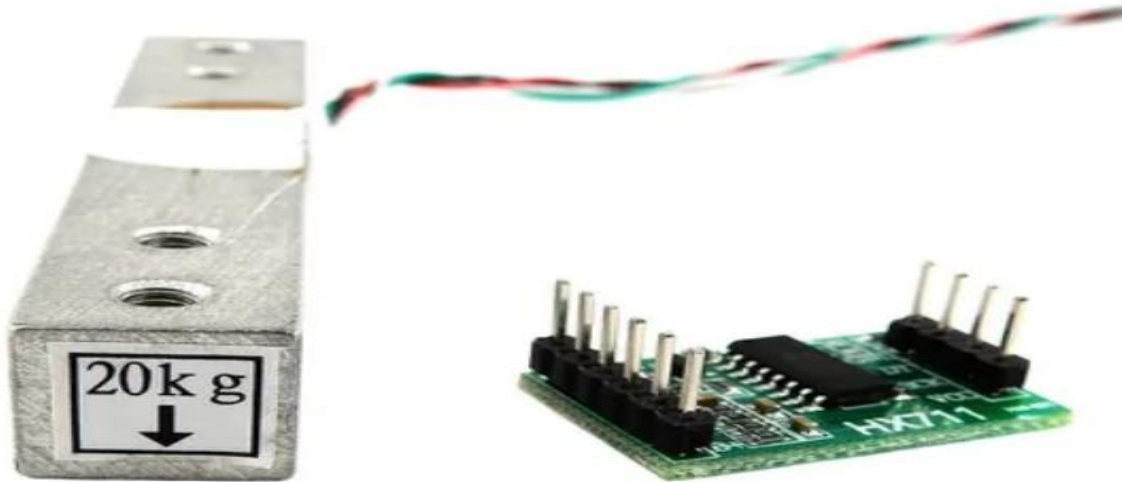


Figura 79. Celda de carga sección rectangular de 20 kg. [54].

### 6.10.1. Especificaciones técnicas

- Voltaje de Operación: 5 V
- Capacidad de carga nominal: 20 Kg
- Salida de Cero: 0.05%
- Precisión: 0.02%
- Precisión-Temperatura: 0.02%
- Temperatura de trabajo: - 10° C a 50° C
- Sobrecarga de seguridad: 150 %
- Salida: 4 cables (configuración puente Wheatstone)
- Cada color corresponde a una señal: \*Rojo: Voltaje de excitación +, E +, VCC. \*Negro: Voltaje de excitación -, E -, GND. \*Blanco: Amplificador +, Señal +, A +. \*Verde: Amplificador -, Señal -, A -.
- El chip HX711 posee internamente la electrónica para la lectura del puente de Wheatstone formado por la celda de carga y también un conversor ADC de 24 bits
- Se comunica con el microcontrolador por medio de un protocolo de tipo serial mediante 2 pines (Clock y Data)

#### Características

- Dimensiones: 75 x 12 mm
- Peso: 32 gr.

### 6.11. Display LCD 16x2 1602

El display LCD que se presenta en la figura 80, muestra letras, números, caracteres, que sean programados, compatible con Arduino o cualquier Microcontrolador. Este display, muestra los valores obtenidos mediante la prueba que se realice [53].



Figura 80. Display LCD 16x2 [53].

### 6.12. Módulo para interfaz

El circuito integrado PCF8574 I2C LCD integrado en PCB permite la comunicación entre un microcontrolador o tarjeta de desarrollo y un display LCD1602 o LCD2004, usando la interfaz I2C facilita la conexión y administración de los puertos, mostrado en la figura 81.



Figura 81. Módulo para interfaz LCD1602.

**6.12.1. Programación y diagrama para la celda de carga lateral, para la obtención de valores en la parte del hongo de la vía**

Se encuentran los diagramas, conexiones y programación de la celda de carga lateral en el apartado de anexos.

**6.12.2. Batería sellada de ácido-plomo de 12Vcc a 12 Ah**

Esta batería de ácido-plomo figura 82, es ideal para no breaks, lámparas de emergencia, alarmas, carros eléctricos, proyectos independientes o equipo industrial o médico.

Esta batería sellada entrega 12 volts de corriente directa y almacena alta capacidad de energía, 12 Ah. Cuenta con tecnología "voltaje de carga flotante" que permite tener el cargador conectado por tiempo indefinido a la batería sin dañarla y así tenerla lista para su uso en cualquier momento.

Su tiempo de vida es de 1000 ciclos de carga/descarga y puede soportar hasta 300° C. Su sellado es altamente resistente y seguro por lo que no correrá riesgo de derrame [54].



Figura 82. Batería recargable para la portabilidad del dispositivo [54].

Para la fabricación y elaboración de los componentes de este dispositivo los planos de diseño y los planos de manufactura se encuentran en la sección de anexos.

### 6.13. Validación del equipo

Las pruebas realizadas para la validación del equipo, se hicieron en vías de Ferromex, en condiciones secas, aproximadamente se realizaron 9 mediciones a lo largo de las vías férreas a una distancia de 200 metros. En una comparativa de los coeficientes recabados mediante el dispositivo diseñado que tiene por siglas (E.M.G.) y otros dispositivos, se aprecia en la tabla 5, donde obtiene la comparativa de valores de coeficientes de fricción con diferentes equipos.

Tabla 5. Comparativa de coeficientes de fricción con diferentes equipos.

<b>Autor</b>	<b>Equipo</b>	<b>Condición riel</b>	<b>Coefficiente de fricción (COF)</b>
<i>(Nagase, 1989)</i> [55]	Boggie instrumentado	Seca	0.2 – 0.4
		Húmeda	0.05 – 0.2
<i>(Lewis, S. R. et al., 2011)</i> [56]	Péndulo (en campo y laboratorio)	Seca	0.62 – 0.68
		Húmeda	0.25
<b>(Moreno-Ríos M. et al., 2014)</b> [24]	Péndulo (en campo y laboratorio)	Seca	0.55 – 0.68
		Húmeda	0.23 – 0.25
<b>Equipo (E.M.G.)</b>	Tribometro sobre riel (E.M.G.)	Seca	0.11 – 0.19*
		Húmeda	0.01 – 0.1*

\*Valores obtenidos, con piezas de manufactura aditiva.

Las pruebas con el dispositivo se realizaron con piezas de manufactura aditiva como fueron: soporte y correderas, del componente 2 y placa de apoyo del componente 1, debido a que estos componentes hechos con manufactura aditiva, propició que las lecturas tomadas, tuvieran pequeñas alteraciones en los resultados, considerando tomar en cuenta los resultados obtenido y promediarlos por la cantidad de mediciones, obteniendo los resultados en la tabla 5, del dispositivo **(E.M.G.)**, los valores obtenidos son de rodadura en la banda de rodadura del riel férreo.

#### 6.14. Pruebas del dispositivo E.M.G.

Se realizaron pruebas del **dispositivo E.M.G.** en las vías férreas, figura 83, ubicadas carretera federal a Pachuca Km. 47 los Reyes Acozac, 55755 Tecámac de Felipe Villanueva, México.



Figura 83. Vías férreas (lugar donde se realizaron las pruebas).

En la figura 84, se muestra el **dispositivo E.M.G.** instalado en la vía, en modo de transporte.



Figura 84. Dispositivo E.M.G.



En la figura 85, se instala el dispositivo, para la obtención resultados en la banda de rodadura de la vía.



Figura 85. Instalación del dispositivo para obtención de resultados.

Se carga el programa a las tarjetas Arduino y se procede a calibrar el dispositivo, figura 86.

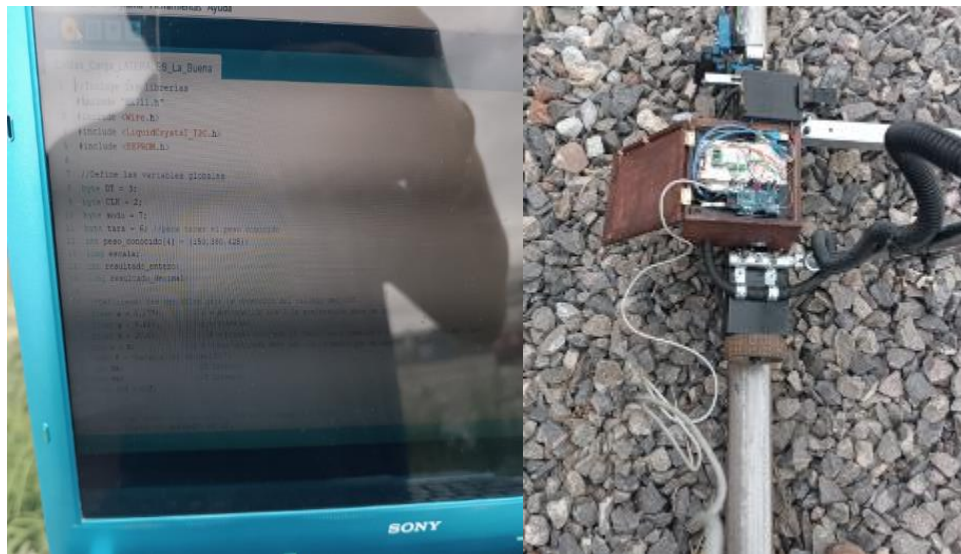


Figura 86. Calibración del dispositivo.

Cuando el dispositivo marque valores ceros (0.00) en el display figura 87, se puede empezar a realizar pruebas.



Figura 87. Dispositivo acerado

Cuando el dispositivo comience a ser desplazado a lo largo de la vía férrea, este mismo comenzara a recabar datos y a mostrar resultados, como se muestra en la figura 88.



Figura 88. Muestra de resultados

Se obtuvieron resultados de coeficientes de fricción en la banda de rodadura de la vía férrea, en la figura 89, se muestra el dispositivo montado en la banda de rodadura y mostrando resultados obtenidos.



Figura 89. Pruebas en banda de rodadura de la vía y muestra de resultados.

Se maquinaron dos piezas de aluminio, una placa soporte mostrada en la figura 90 y un cubo (collarín) mostrado en la figura 91, estas piezas remplazaron a las piezas de manufactura aditiva usadas en el equipo **E.M.G.** Utilizadas para la obtención de los resultados anteriores.

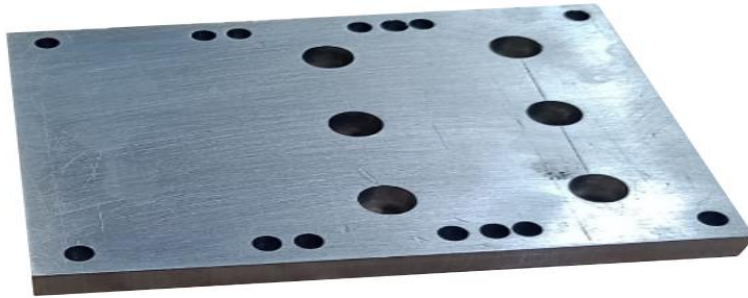


Figura 90. Placa Soporte.



Figura 91. Cubo (collarín).

El ensamble con la placa soporte ensamblada en el dispositivo se muestra en la figura 92.

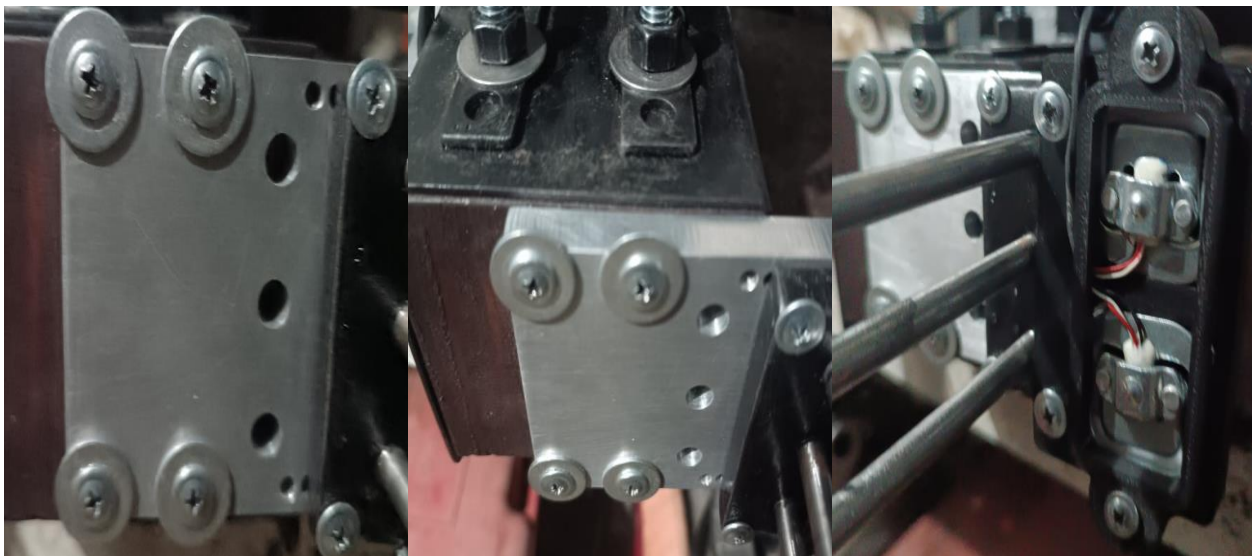


Figura 92. Placa soporte ensamblada al dispositivo **E.M.G.** con sus celdas de carga acopladas.

El cubo (collarín) se muestra ensamblado en el carro de desplazamiento en la figura 93.

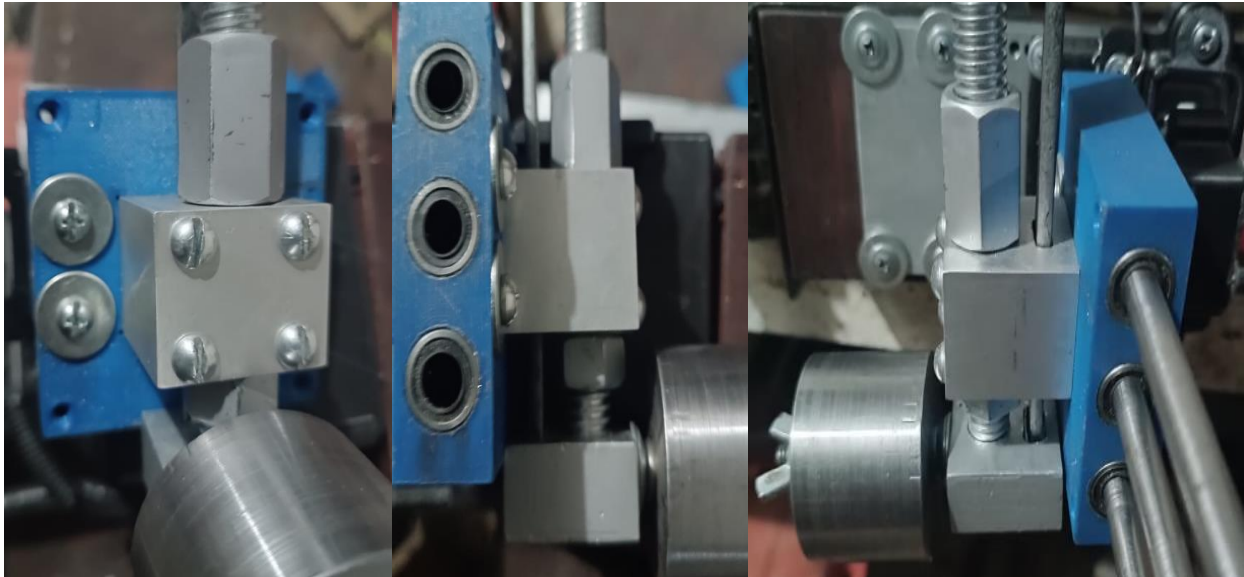


Figura 93. Cubo (collarín) ensamblado en el carro de desplazamiento en conjunto con el aplicador de carga.

En la figura 94, se aprecia el ensamble de las piezas manufacturadas.

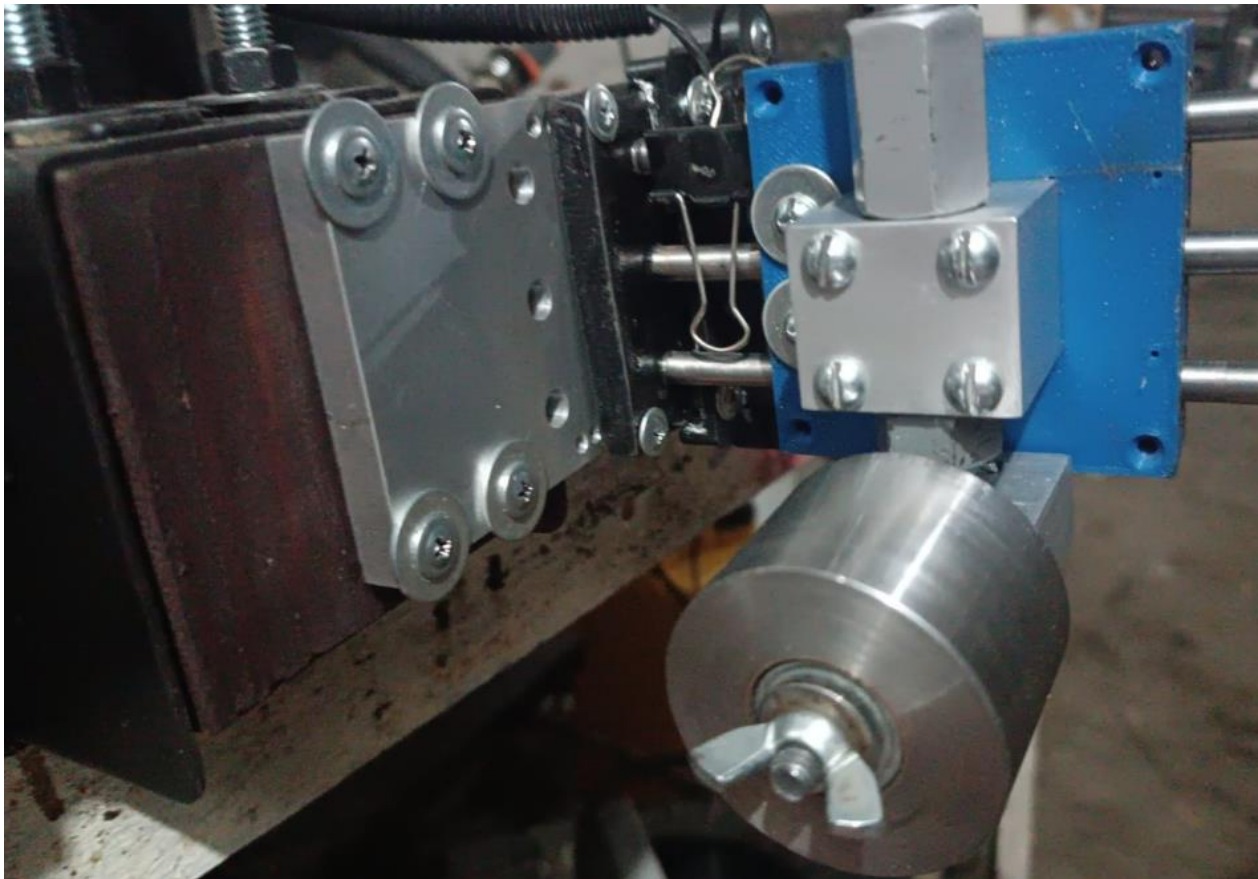


Figura 94. Dispositivo E.M.G. con piezas manufacturadas ya ensambladas.

El dispositivo montado en un tramo de vía férrea, con las piezas manufacturadas e instaladas respectivamente, se aprecia en la figura 95.

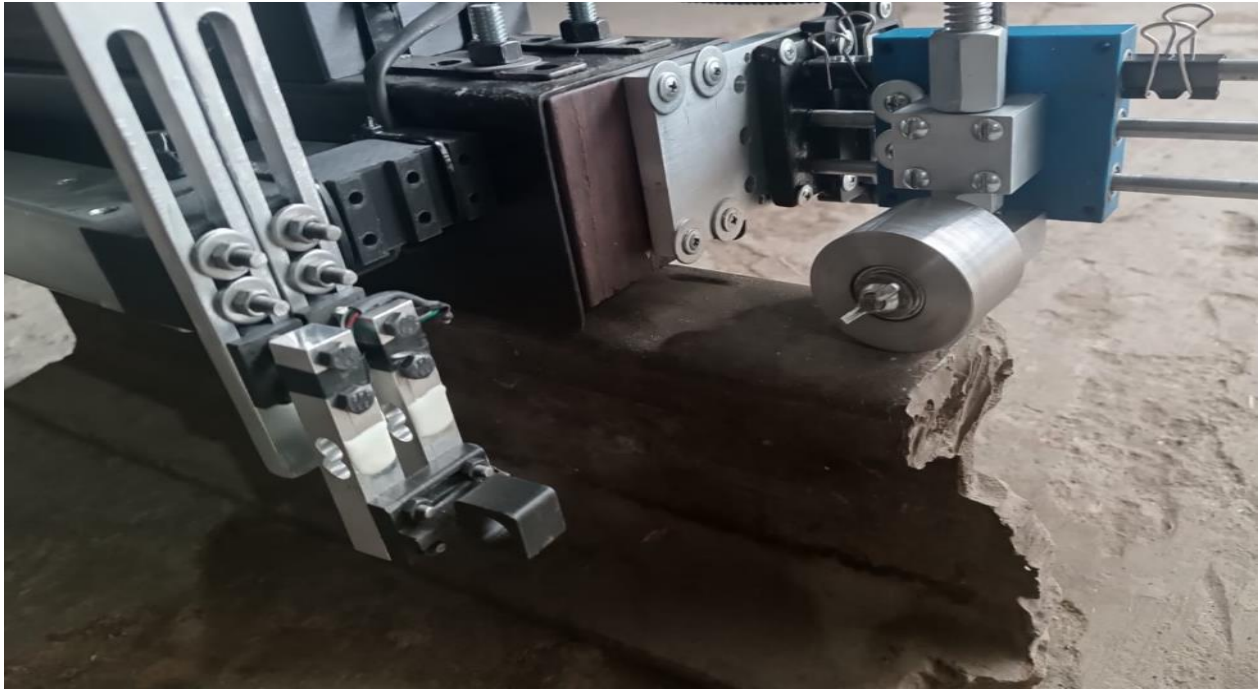


Figura 95. Dispositivo **E.M.G.** montado en tramo de vía férrea.

En las figuras 96 y 97, se muestra el dispositivo **E.M.G.** en sus vistas laterales montado sobre el tramo de vía férrea.



Figura 96. Vista lateral derecha del dispositivo **E.M.G.** montado en tramo de vía férrea.



Figura 97. Vista lateral izquierda del dispositivo **E.M.G.** montado en tramo de vía férrea.

En la figura 98, se aprecia el contacto de la rueda de medición en la banda de rodadura del riel férreo (contacto rueda-riel), para la obtención de resultados del coeficiente de fricción en la banda de rodadura.



Figura 98. Contacto rueda-riel para la obtención de resultados en la banda de rodadura.

# ***7. Conclusiones***

Los dispositivos que existen actualmente tienen como desventaja los costos elevados por la renta o adquisición de ellos, difíciles de transportar, robustos y pesados también por el uso de softwares con precios elevados y refacciones costosas, pero teniendo sus ventajas de ser precisos en sus lecturas y mediciones, el diseño de este dispositivo tiene como ventaja que es ligero, fácil de transportar, fácil de instalar en campo, ergonómico y las mediciones se realizan en tiempo real, la desventaja del equipo es afinar su precisión en la medición de las lecturas y la estabilidad en un solo riel.

- ❖ Con el uso de la metodología de Nigel Cross, se optimizó el diseño del dispositivo, permitiendo las funciones necesarias para que el prototipo cumpla con los requerimientos técnicos y el ahorro de recursos en la elaboración del equipo.
- ❖ Los dispositivos actuales permiten obtener un coeficiente de fricción en un solo punto de contacto puede ser la zona de rodadura o parte lateral del hongo.
- ❖ El coeficiente de fricción dependerá de la zona de contacto que se mida ya sea en tramo recto o en curva, así como la condición seca, húmeda, lubricada o contaminada.
- ❖ Los materiales propuestos permiten que el dispositivo cumpla con la resistencia al aplicar las cargas, ayudando a su ligereza y su manejo.
- ❖ La precisión y capacidad para la obtención de un coeficiente de fricción óptimo, depende de la aplicación de carga, peso del dispositivo y el deslizamiento del material propuesto.
- ❖ Con base a los resultados de ANSYS, el prototipo propuesto ha cumplido con los requerimientos de diseño.
- ❖ Los resultados obtenidos con el **dispositivo E.M.G.** tienen un margen de error del 22% en condiciones secas y un margen de error del 23% en condiciones húmedas, esto es debido a que el **dispositivo E.M.G.** se desplaza a lo largo de la vía férrea haciendo contacto en la banda de rodadura del riel (abarca mayor superficie de contacto).
- ❖ Las mediciones comparadas con el dispositivo de péndulo, tienen diferencias de resultados, esto es debido a que solo se obtiene la medición en una sola zona de contacto.



# 8. *Referencias*

- [1] A. Ghidini, S. Cantini y R. Roberti, Mechanical behaviour of materials materials for railways solid wheels: a simplified criterion to estimate and compare RCF resistance., Canada: Goteborg, 2003, p. 403 – 411..
- [2] S. Descartes, C. Desrayaud, E. Niccolini y Y. Berthier, Presence and role of the body in a wheel-rail contact, Sweden, 2003, p. 333 – 342.
- [3] P. Shevtsov, The wheel rail interface - some recent accidents., 2003, pp. 26-10- 901.
- [4] A., Smith Rito,, «The wheel-rail interface - some recent accidents.,» Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures., pp. 901-7, 2003.
- [5] X. A. Jinez, Adhesion experiment on a wheel/rail system and its numerical analysis, Tribol, 2004, pp. 218-293-303.
- [6] U. & L. R. Oloffson, Tribology of the Wheel-Rail Contact. In S. Iwkniky, Boca Raton Florida: Books, 2006, pp. 121-141.
- [7] Y. A. Areiza Rico, Efecto de la fuerza de fricción en el contacto rueda-riel sobre el consumo de energía en operación del metro de medellín, Medellín: Antioquia, 2014, pp. 52, 71.
- [8] González, Ing. Roberto Ulises Acosta,, «GRUPO DE TRIBOLOGÍA ESIME-ZAC,» 16 Noviembre 2014. [En línea]. Available: <https://www.sepi.esimez.ipn.mx/tribologia/ruedariel.html>. [Último acceso: 16 Noviembre 2022].
- [9] I. Standard, «Railway applications - Track - Track,» de Railway applications - Track - Track, Europa, 2014, p. Part. 2.
- [10] B. Peña y S. Kitty, «Mantenimiento geométrico,» de Mantenimiento geométrico, Caracas, Venezuela, Armada, 2008.

- [11] S. Vicente, «Manual de normativa ferrea,» de Manual de normativa ferrea, Colombia, Colombia, 2013.
- [12] Vicente, Manual de normativa ferrea, Caracas, Venezuela: Armada , 2008.
- [13] E. D. Borhman, «Inertial system form railway track diagnostics,» de Inertial system form railway track diagnostics, Germany, Karlsruhe, 2014, pp. 12-15;20.
- [14] M. Acre, «<https://grupoacre.mx/>,» Grupo Acre Mexico, 17 02 2023. [En línea]. Available: <https://grupoacre.mx/>. [Último acceso: 17 02 2023].
- [15] A. Valencia, «El problema del desgaste ondulatorio en las vías,» de El problema del desgaste ondulatorio en las vías, Dyna, 2004, pp. 29-38.
- [16] D. T. Eadie, «The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling,» de The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling, Wear vol, 2008, pp. 122-123.
- [17] Structuralia, «Trabajos de mantenimiento en vías ferreas,» Structuralia, 03 08 2016. [En línea]. Available: <https://blog.structuralia.com/los-22-trabajos-mas-frecuentes-en-el-mantenimiento-de-vias-ferreas>. [Último acceso: 17 05 2023].
- [18] C. Park, «Parameter characteristics of rail inspeccion measrement system,» de Parameter characteristics of rail inspeccion measrement system, USA, Park, 2009.
- [19] S., Raul., Lewia., «Assessment of railway,» de Assessment of railway, UK, Wear vol, 2014, pp. 314-205-212.
- [20] P. J. C., «The effect of strain hardening on shakedown limits of a pearlitic rail steel.,» de The effect of strain hardening on shakedown limits of a pearlitic rail steel., 1997, pp. 131-40.
- [21] K. J. M. E, «Modifying and managing friction,» de Modifying and managing friction, 1997.
- [22] W. Bing, A. Boyang y W. Zefeng, «Wheel-rail low adhesion issues and its effect on wheel–rail material damage at high speed under different interfacial contaminations,» Mechanical Engineers, vol. 1, pp. 2-10, 2019.
- [23] Areiza Rico., Yuliana Andrea., «Efecto de la fuerza de fricción en el contacto rueda-riel sobre el consumo medio de energía en operación del metro de medellin,» de Tesis para el titulo de Magiste en Ingenieria-Materiales y Procesos, 2014, pp. 17-21.

- [24] M. Moreno Ríos, «Field and laboratory assessments of the friction coefficient at a railhead.,» Proc. IMechE., nº 20140954409714536383, 2014.
- [25] H. R. Board, «Skid Resistance,» Synthesis of Highway Practice 14, National Research Council, vol. 14, nº 14, pp. 15-34, 1972.
- [26] C. V, Accademia dei lincei, Roma: Memfis , 1882.
- [27] W. E, Die Lehre von der Elasticitat iind Festigkeit niit besonderer Riicksicht aidihre Anwendungen in der Technik, Czech Republic: Dominicus, 1867.
- [28] S. &. D.-J. R. Lewis, Effect of contaminants on wear, fatigue and traction, Boca Raton, Florida: Wheel-rail interface handbook, 2009, pp. 437-455.
- [29] E. A. Gallardo Hernández, PhD Thesis Wheel and Rail Contact Simulation Using a Twin Disc Tester, 2008.
- [30] U. Olofsson, Adhesion and friction modification, Boca Raton Florida: Wheel-rail interface Handbook, 2009, pp. 510-527.
- [31] E. &. L. R. Gallardo Hernandez, «Twin disk assessment of wheel/rail ahesion.,» pp. 1309-1316, 2008.
- [32] Zhu Y., Olofsson U., Persson. K., «Investigation of factors influencing wheel–rail adhesion using a mini-traction machine,» pp. 292-293;218-31, 2012.
- [33] AREMA, «American Reilway Engineering and Maintenance of Way Association. Manual for Railway Engineering,» pp. 30-38, 2011.
- [34] .. C. J. Zhang W, «Wheel/ rail adhesion and analysis by using full scale roller rig.,» pp. 25-82-88, 2002.
- [35] R. Popovici, «Friction in wheel–rail contacts. PhD thesis,» pp. 978-90-365, 2010.
- [36] Waara Patrick,. Norrby Thomas,. Prakash Braham,, Tribochemical wear in rail flanges lubricated by synthetic ester based model lubricants., Tribol Lett, 2004, p. 17:561.
- [37] Lewis R., Evans G., Buckley-Johnstone., «Assessment of railway grease performance using a twin-disc tester,» pp. 205-212, 2014.
- [38] R., Lundén; B., Paulsson., «Introduction to wheel-rail interface research,» de Introduction to wheel-rail interface research, vol. Part 1, USA, Armada, 2007, pp. 10-32.

- [39] Dywer-Joyce, R., «Wear at the wheel-rail interface when sanding is used to increase adhesion,» de Proceedings of the IMechE, Part F: J. Rail and Rapid Transit, 2005, pp. 29-41.
- [40] I. Standard, Railway applications - Track - Track geometry quality - Part 2: Measuring systems - Track recording vehicles, Europa, 2014, p. Part. 2.
- [41] B. Peña, K. Sánchez, Teixeira, Mantenimiento geométrico de la vía férrea del tramo Caracas, Caracas, Venezuela: Armada, 2008.
- [42] Z. Yi, Adhesion in the wheel-rail contact under contaminated conditions., Stockholm: Royal, pp. 978-91-181-3.
- [43] Asdrual Valencia, Jose Rendón, El problema del desgaste ondulatorio en las vías férreas: la metalurgia de un caso real, Dyna, 2004, pp. 29-38.
- [44] Donald T., Eadie Dave Elvidge, Kevin Oldknow, The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: Full-scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling, Wear 265, 2008, pp. 122-123.
- [45] N. Cross, Metodos de diseño, estrategias para el diseño de productos, vol. 2, México: LIMUSA, S.A. DE C.V., 2002.
- [46] R. G. Budynas, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 9 ed., D.F.: Mc Graw Hill, 2010.
- [47] Nisbett, Richard G., Budynas y J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Mexico: Mc Graw Hill, 2012.
- [48] F. P. Beer y J. E. Russell Johnston, Mecánica de Materiales, México: Mc Graw Hill, 2012.
- [49] William Moebs, Samuel J., Ling, Jeff Sanny, «Física universitaria volumen 1,» de Física universitaria volumen 1, Houston, Texas, OpenStax, 2021, pp. 17,19, 94.
- [50] Lewis; U., Olofsson, «Wheel-rail Interface handbook,» de Contact mechanics, Woodhead Publishing Limited and CRC Press, UK, Cambridge, 2009, pp. 4-40.
- [51] I. Luuk, «Céldas de carga de 50kg con HX711 y Arduino. Diagramas 4x, 2x, 1x,» 03 November 2017. [En línea]. Available: <https://circuitjournal.com/50kg-load-cells-with-HX711>. [Último acceso: 16 Febrero 2023].

- [52] S. a. C. Giraldo, «Curso de Arduino,» Microcontroladores, 15 febrero 2020. [En línea]. Available: <https://controlautomaticoeducacion.com/arduino/introduccion/>. [Último acceso: 16 marzo 2022].
- [53] Electronoobs, «ELECTRONOBS Copyright ©2023,» Electronoobs, 16 Febrero 2023. [En línea]. Available: [https://electronoobs.com/eng\\_arduino\\_tut115\\_code1.php](https://electronoobs.com/eng_arduino_tut115_code1.php). [Último acceso: 2 Diciembre 2023].
- [54] Steren, «Steren,» Steren, 11 junio 2022. [En línea]. Available: <https://www.steren.com.mx/bateria-sellada-de-acido-plomo-12-vcc-12-ah.html>. [Último acceso: 26 marzo 2023].
- [55] K. Nagase, «A study of adhesion between the rails and running wheels on main lines,» Proc. IMechE, vol. Part F, pp. 235-242, 1989.
- [56] S. R. Lewis, «An alternative method for the assessment or railhead traction,» Wear, 2011, pp. 196-200.
- [57] M. E. Kalousek J, Modifying and managing friction, Railw Track Struct, 1997, pp. 5-6.
- [58] H. M. T. A. Grönqvist R, «Evaluation of three portable floor slipperiness testers,» Int J Ind Ergon, vol. 25, n° 25, pp. 85-95, 1999.
- [59] J. T. W. B. J. K. A. P., The effect of strain hardening on shakedown limits of a pearlitic rail steel., Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit, 1997, pp. 131-40.

## Anexo 1

Participación en el congreso de la mujer.



*Otorga el presente  
Reconocimiento  
por su valiosa participación a:*

**EBER MISRAIM GÓMEZ SANDOVAL, MARISA MORENO RIOS, Edgar Ernesto Vera  
Cárdenas y Armando Irvin Martínez Pérez**

Por el trabajo:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA MEDIR FUERZA DE FRICCIÓN EN  
SUPERFICIES RÍGIDAS PLANAS**

*Marina Jiménez*  
Sicóloga mexicana

*Vázquez*  
**Dra. Gloria Verónica Vázquez García**  
Representante del Comité Organizador

*Rafael E. Luna*  
**Rafael Espinosa Luna**  
Director General del CIO



## Anexo 2

Participación en los seminarios de Posgrado del Instituto Tecnológico de Pachuca.





**EDUCACIÓN**  
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

**EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO  
A TRAVÉS DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA**

OTORGA EL PRESENTE

**RECONOCIMIENTO**

A

**EBER MISRAIM GÓMEZ SANDOVAL**

POR SU DESTACADA PARTICIPACIÓN EN EL CONCURSO DE PÓSTERS DEL  
3ER. SEMINARIO DE POSGRADO "LA INGENIERÍA MECÁNICA COMO INNOVACIÓN PARA  
SOLUCIONES TECNOLÓGICAS EN LOS DESAFÍOS ACTUALES" CELEBRADO LOS DÍAS  
17 Y 18 DE MAYO DEL PRESENTE.

PACHUCA DE SOTO, HGO., A 17 DE MAYO DE 2023.

**MTRO. MIGUEL ÁNGEL LEE RODRÍGUEZ**  
DIRECTOR DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

