

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico

Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos

Análisis del comportamiento térmico mediante simulación de materiales alternativos de fricción aplicado a las zapatas en frenos de tambor de expansión interna de vehículos livianos.

Nota del autor

César Augusto Riofrío Ordoñez, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería, Universidad Internacional SEK.

Director Ing. Jaime Vinicio Molina Osejos, M.Sc.

Codirector PhD. Javier Martínez Gómez.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
criofrio.mdm@uisek.edu.ec

Declaración Juramentada

Yo, César Augusto Riofrío Ordoñez con cédula de ciudadanía 172011760-3 declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

César Augusto Riofrío Ordoñez
C.I.: 172011760-3

Índice de Contenido

Resumen	15
Abstract.....	16
Introducción.....	17
Objetivo general	21
Objetivos específicos.....	21
Hipótesis	22
Novedad científica.....	22
Aporte técnico	22
Métodos de investigación empleados	23
Estudio del arte	24
Composición de los forros.....	25
Freno de tambor.....	28
Descripción de los componentes del freno de tambor	28
Tambor	28
Plato de freno.....	29
Forma y características de las zapatas	29
Materiales de fricción	30
Frenos de tambor de expansión interna	32
Distribución de presión en la zapata interna.....	34

Autobloqueo	37
Par de torsión T_r de la zapata del tambor.....	39
Reacciones	40
Consideraciones sobre energía	41
Energía de frenado E_b	41
Potencia de frenado P_b	42
Relación de temperatura	43
Relación entre potencia de frenado de forro y tambor	46
Modelado de la transferencia de calor en el sistema de freno usando el MEF	47
Metodología.....	54
Determinación de parámetros iniciales	56
Definición del modelo	56
Características del tambor	56
Estimación de potencia de frenado P_b	57
Temperatura de frenado en la superficie del tambor	58
Temperatura generada por fuerza aplicada en zapata.....	59
Determinación con el MEF, de temperaturas en la superficie externa del tambor.....	61
Resultados.....	64
Modelo.....	64
Potencia de frenado P_b	64
Distribución de potencia calorífica entre el tambor y las zapatas	65

Kevlar –Fibra de aramida.	66
Bioglass ceramic.....	66
Temperatura instantánea.....	67
Resultados de temperatura generada por fuerza aplicada en zapata.....	72
Resultados de análisis por el MEF.	74
Resumen de resultados – MEF	88
Discusión de resultados	89
Comparaciones de temperatura calculada convencionalmente en los forros de zapata	89
Presión máxima generada por aplicación de fuerza en zapata	93
Fuerza aplicada a zapatas según potencia de frenado	95
Temperatura máxima generada por aplicación de fuerza en zapata.....	96
Comparación de resultados cálculo con el MEF y convencional.....	97
Conclusiones.....	98
Recomendaciones	99
Referencias bibliográficas	100
Anexos.....	105

Índice Figuras

<i>Figura 1.</i> Tambor de freno de expansión interna	28
<i>Figura 2.</i> Despiece y componentes de un freno de tambor de expansión interna.....	29
<i>Figura 3.</i> Esquema interno de un plato de freno	29
<i>Figura 4.</i> Zapatas del freno de tambor	30
<i>Figura 5.</i> Zapata corta sobre un plano en movimiento	33
<i>Figura 6.</i> Geometría de zapata de freno de tambor	35
<i>Figura 7.</i> Geometría asociada a un punto de zapata	35
<i>Figura 8.</i> θ_{\max} en zapata corta	37
<i>Figura 9.</i> θ_{\max} en zapata larga	37
<i>Figura 10.</i> Fuerzas en la zapata.....	38
<i>Figura 11.</i> Esquema general de transferencia de calor	43
<i>Figura 12.</i> Flujo de calor en el tambor y zapata.....	46
<i>Figura 13.</i> Procedimiento general aplicado en la investigación realizada.....	55
<i>Figura 14.</i> Dimensiones del tambor	56
<i>Figura 15.</i> Procedimiento de estimación de temperatura instantánea y máxima.....	59
<i>Figura 16.</i> Pasos de estimación de $T_{\max}^{\text{superficie}} : f(F_{\text{frenado}})$	61
<i>Figura 17.</i> Modelo CAD freno expansión interna	62
<i>Figura 18.</i> Potencia de frenado	65
<i>Figura 19.</i> Temperatura instantánea de frenado “Caso Asbesto”	71

<i>Figura 20.</i> Temperatura instantánea de frenado “Caso Kevlar”	71
<i>Figura 21.</i> Temperatura instantánea de frenado “Caso Bioglass”	72
<i>Figura 22.</i> Mallado del modelo	75
<i>Figura 23.</i> Skewness	75
<i>Figura 24.</i> Orthogonal Quality	76
<i>Figura 25.</i> Condiciones de borde – Análisis N°1 (Asbestos 70KPH).....	76
<i>Figura 26.</i> Resultado – Análisis N°1 (Asbestos 70KPH).....	77
<i>Figura 27.</i> Condiciones de borde – Análisis N°2 (Asbestos 100KPH).....	78
<i>Figura 28.</i> Resultado – Análisis N°2 (Asbestos 100KPH).....	78
<i>Figura 29.</i> Condiciones de borde – Análisis N°3 (Asbestos 130KPH).....	79
<i>Figura 30.</i> Resultado – Análisis N°3 (Asbestos 130KPH).....	80
<i>Figura 31.</i> Condiciones de borde – Análisis N°4 (Kevlar 70KPH)	80
<i>Figura 32.</i> Resultado – Análisis N°4 (Kevlar 70KPH)	81
<i>Figura 33.</i> Condiciones de borde – Análisis N°5 (Kevlar 100KPH)	82
<i>Figura 34.</i> Resultado – Análisis N°5 (Kevlar 100KPH)	82
<i>Figura 35.</i> Condiciones de borde – Análisis N°6 (Kevlar 130KPH)	83
<i>Figura 36.</i> Resultado – Análisis N°6 (Kevlar 130KPH)	84
<i>Figura 37.</i> Condiciones de borde – Análisis N°7 (Bioglass 70KPH)	84
<i>Figura 38.</i> Resultado – Análisis N°7 (Bioglass 70KPH)	85
<i>Figura 39.</i> Condiciones de borde – Análisis N°8 (Bioglass 100KPH)	86
<i>Figura 40.</i> Resultado – Análisis N°8 (Bioglass 100KPH)	86

<i>Figura 41.</i> Condiciones de borde – Análisis N°9 (Bioglass 130KPH)	87
<i>Figura 42.</i> Resultado – Análisis N°9 (Bioglass 130KPH)	88
<i>Figura 43.</i> Temperaturas instantáneas de frenado 70 KPH “Tres casos”	89
<i>Figura 44.</i> Temperaturas instantáneas de frenado 80 KPH y 90 KPH “Tres casos” ...	90
<i>Figura 45.</i> Temperaturas instantáneas de frenado 100 KPH “Tres casos”	90
<i>Figura 46.</i> Temperaturas instantáneas de frenado 110 KPH y 120 KPH “Tres casos”	91
<i>Figura 47.</i> Temperaturas instantáneas de frenado 130 KPH “Tres casos”	91
<i>Figura 48.</i> Comparación temperatura instantánea de frenado 70 - 100 - 130 KPH “Tres casos”	92
<i>Figura 49.</i> Diagrama de P_a vs. F	94
<i>Figura 50.</i> Diagrama de F vs. P_b	95
<i>Figura 51.</i> Diagrama de T_{max} vs. F	96

Índice Tablas

Tabla 1. <i>Composición en porcentaje de peso para las zapatas del freno estándar</i>	27
Tabla 2. <i>Zapatas producidas por EGAR S.A.</i>	27
Tabla 3. <i>Propiedades físicas del tambor (fundición gris)</i>	57
Tabla 4. <i>Variables en estimación de potencia de frenado P_b</i>	57
Tabla 5. <i>Potencia de frenado</i>	65
Tabla 6. <i>Materiales constructivos de tambor y forros de almohadillas de zapata</i>	66
Tabla 7. <i>Propiedades físicas de los materiales de forros</i>	67
Tabla 8. <i>ΔTemperatura instantánea “Caso Asbesto”</i>	68
Tabla 9. <i>Temperatura instantánea “Caso Kevlar”</i>	69
Tabla 10. <i>ΔTemperatura instantánea “Caso Bioglass”</i>	70
Tabla 11. <i>Resultados de aplicación de algoritmo para Asbesto</i>	73
Tabla 12. <i>Resultados de aplicación de algoritmo para Kevlar</i>	73
Tabla 13. <i>Resultados de aplicación de algoritmo para Bioglass</i>	74
Tabla 14. <i>Resumen de los resultados - MEF</i>	88
Tabla 15. <i>Diferencia máxima de temperatura instantánea para los casos en estudio</i> . 92	92
Tabla 16. <i>Relaciones de temperatura máxima soportada y alcanzada en el frenado</i> .. 93	93
Tabla 17. <i>Comparación de resultados de la temperatura convencionales vs resultados de la temperatura MEF</i>	97

Listado de ecuaciones

Núm	Nombre	Ecuación	Unid.
1	Presión	$P = P_a = \frac{N}{A}$	Pa
2	Suma momentos	$\Sigma M_A = 0$	mN
3	Fuerza	$F = \frac{PA(b - \mu a)}{b}$	N
4	Fuerza x en pivote zapata	$R_x = \mu PA$	N
5	Fuerza y en pivote zapata	$R_y = PA - F$	N
6	Desplazamiento	$\delta = h\Delta\phi$	m
7	Desplazamiento radial	$\delta_r = h\Delta\phi \cos \frac{\theta}{2}$	m
8	Lado triángulo	$h = 2r \text{sen} \frac{\theta}{2}$	m
9	Desplazamiento radial	$\delta_r = 2r\Delta\phi \text{sen} \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}$	m
10	Desplazamiento radial	$\delta_r = r\Delta\phi \text{sen} \theta$	m
11	Presión	$P \propto \delta_r$	Pa
12	Presión máxima	$P_a \propto \delta_a$	Pa
13	Proporcionalidad	$\alpha = \frac{P}{\delta_r} = \frac{P_a}{\delta_a}$	Pa/m
14	Proporcionalidad	$\frac{P}{r\Delta\phi \text{sen} \theta} = \frac{P_a}{r\Delta\phi \text{sen} \theta_a}$	Pa/m
15	Proporcionalidad	$\frac{P}{\text{sen} \theta} = \frac{P_a}{\text{sen} \theta_a}$	Pa
16	Presión sinusoida	$P = \text{sen} \theta \frac{P_a}{\text{sen} \theta_a}$	Pa
17	Fuerza normal	$dN = Pbrd\theta$	N
18	Fuerza normal	$dN = \frac{P_a br \text{sen} \theta d\theta}{\text{sen} \theta_a}$	N
19	Momento de la normal	$M_N = \int dN \text{sen} \theta$	mN
20	Momento de la normal	$M_N = \frac{P_a bra}{\text{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta$	mN
21	Momento de la normal	$M_N = \frac{P_a bra}{\text{sen} \theta_a} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen} 2\theta_2 - \text{sen} 2\theta_1}{4} \right)$	mN

22	Momento de fuerza de roce	$M_f = \int \mu dN (r - a \cos \theta) d\theta$	<i>mN</i>
23	Momento de fuerza de roce	$M_f = \frac{\mu P_a b r}{\text{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta (r - a \cos \theta) d\theta$	<i>mN</i>
24	Momento de fuerza de roce	$M_f = \frac{\mu P_a b r}{\text{sen} \theta_a} \left[-r (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - a \left(\frac{\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1}{2} \right) \right]$	<i>mN</i>
25	Equilibrio de momentos	$\Sigma M_A = 0$	<i>mN</i>
26	Fuerza aplicada a zapata	$F = \frac{M_N - M_f}{c}$	<i>N</i>
27	Par de torsión	$T_r = \int \mu r dN = \frac{\mu P_a b r^2}{\text{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta d\theta$	<i>mN</i>
28	Par de torsión	$T_r = \frac{\mu P_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen} \theta_a}$	<i>mN</i>
29	Reacción x	$R_x = \int dN \cos \theta - \int \mu dN \text{sen} \theta - F_x$	<i>N</i>
30	Reacción y	$R_y = \int dN \text{sen} \theta + \int \mu dN \cos \theta - F_y$	<i>N</i>
31	Reacción x	$R_x = \frac{P a b r}{\text{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta \cos \theta d\theta - \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta \right) - F_x$	<i>N</i>
32	Reacción y	$R_y = \frac{P a b r}{\text{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta \cos \theta d\theta \right) - F_y$	<i>N</i>
33	Reacción x	$R_x = \frac{P a b r}{\text{sen} \theta_a} (A \mp \mu B) - F_x$	<i>N</i>
34	Reacción y	$R_y = \frac{P a b r}{\text{sen} \theta_a} (B \pm \mu A) - F_y$	<i>N</i>
35	Energía total disipada	$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2 - V_2^2) + \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2)$	<i>Joul</i>
36	Energía total disipada	$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2) + \frac{1}{2} I (\omega_1^2)$	<i>Joul</i>
37	Energía total disipada	$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2) + \frac{1}{2} I \left(\frac{V_1^2}{R^2} \right)$	<i>Joul</i>
38	Energía total disipada	$E_b = \frac{1}{2} m k_k V_1^2$	<i>Joul</i>
39	Potencia de frenado	$P_b(t) = 0,35 m k_k (V_1 - at) a / 2$	<i>W</i>
40	Calor convectivo	$\dot{Q} = mc \frac{dT}{dt} = h A_s (T - T_\infty)$	<i>W</i>

41	Separación de variables	$\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = -\frac{hA_s}{\rho Vc} dt$	
42	Integral	$\int_{T_i}^T \frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = -\int_0^t \frac{hA_s}{\rho Vc} dt$	
43	Logaritmo	$\text{Ln}\left(\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right) = \frac{hA_s}{\rho Vc} t$	
44	Temperatura instantánea	$T = (T_i - T_\infty)e^{-bt} + T_\infty$	°K
45	Temperatura instantánea	$T = T_i e^{-bt} + \left(\frac{\dot{Q}}{hA_s} + T_a\right)(1 - e^{-bt})$	°K
46	Temperatura en función del tiempo	$T = T_a + (1 - e^{-bt}) \frac{\dot{Q}}{hA_s}$	°K
47	Temperatura en función del tiempo	$T = T_a + (1 - e^{-bt}) \frac{P_b}{hA_s}$	°K
48	Temperatura en función del tiempo	$T - T_a = (1 - e^{-bt}) \frac{P_b}{hA_s}$	°K
49	Tiempo de penetración	$t_p = \frac{L^2}{6\alpha}$	S
50	Difusividad	$\alpha = \frac{k}{\rho c}$	m ² /s
51	Temperatura instantánea	$T_i = \left(\frac{5}{4}\right)^{1/2} \left(\frac{P_b(0)}{A_s k}\right) (\alpha t)^{1/2} \left(1 - \frac{2t}{3t_s}\right)$	°K
52	Tiempo para alcanzar la temperatura máxima	$t = \frac{t_s}{2}$	S
53	Valor máximo $T_{max} - T_i$, de la temperatura en la superficie del tambor	$T_{max} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \left(\frac{P_b(0)}{A_s}\right) \frac{t_s^{1/2}}{\alpha}$	°K
54	Flujo calor en función efusividad	$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_t} = \frac{\xi_a}{\xi_t}$	
55	Distribución relativa calor	$\gamma = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_t + \dot{Q}_a} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_t}}$	
56	Distribución relativa calor	$\gamma = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_a c_a k_a}{\rho_t c_t k_t}\right)^{1/2}}$	

57	Temperatura en la superficie del tambor	$T(t) - T_i = \left(\frac{5}{4}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s k}\right) (\alpha t)^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{2t}{3t_s}\right)$	$^{\circ}\text{K}$
58	Temperatura máxima en la superficie del tambor	$T_{\max} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s}\right) \frac{t_s^{1/2}}{\alpha}$	$^{\circ}\text{K}$
59	Ecuación del calor	$\rho r - \nabla q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$	W
60	Ecuación del calor	$\rho r - \nabla (K \nabla T) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$	W
61	Ecuación de conducción	$\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}}{\rho c} = \frac{\partial T}{\partial t}$	$^{\circ}\text{K/s}$
62	Energía potencial total	$\Pi_T = \frac{1}{2} \mathbf{T}^T \mathbf{K}_T \mathbf{T} - \mathbf{T}^T \mathbf{f}_T$	$Joules$
63	Matrices de rigidez	$\mathbf{K}_T = \sum \mathbf{K}_T^e$	$N/^{\circ}\text{K}$
64	Cargas	$\mathbf{f}_T = \sum \mathbf{f}_T^e$	N
65	Minimización de energía potencial total	$\frac{\partial \Pi_T}{\partial \mathbf{T}} = 0$	W
66	Ecuación fundamental	$\mathbf{K}_T \mathbf{T} = \mathbf{f}_T$	N
67	Temperatura	$\mathbf{T} = \mathbf{K}_T^{-1} \mathbf{f}_T$	$^{\circ}\text{K}$
68	Presión máxima Asbesto : f (F)	$P_a = 409,45F$	Pa
69	Presión máxima Kevlar : f (F)	$P_a = 371,28F + 7 \times 10^{-9}$	Pa
70	Presión máxima Bioglass : f (F)	$P_a = 312,93F$	Pa
71	F aplicada a las zapatas : f (P_b) Asbesto	$F = -10^{-7} P_b^2 + 0,0373P_b + 832,89$	N
72	F aplicada a las zapatas : f (P_b) Kevlar	$F = -210 \times 10^{-7} P_b^2 + 0,0471P_b + 1049,70$	N
73	F aplicada a las zapatas : f (P_b) Bioglass	$F = -3 \times 10^{-7} P_b^2 + 0,0782P_b + 1743,60$	N
74	T. Máx. Superficie del tambor :f (f) fuerza en zapata asbesto	$T_{\max} = 2 \times 10^{-5} F^2$	$^{\circ}\text{K}$
75	T. Máx. Superficie del tambor :f (f) fuerza en zapata kevlar	$T_{\max} = 10^{-5} F^2 + 2 \times 10^{-5} F - 10^{-12}$	$^{\circ}\text{K}$
76	T. Máx. Superficie del	$T_{\max} = 3 \times 10^{-5} F^2 + 10^{-5} F - 3 \times 10^{-12}$	$^{\circ}\text{K}$

tambor :f (f) fuerza en
zapata bioglass

Resumen

El proyecto tiene como principal objetivo analizar el comportamiento de materiales alternativos al asbesto, en los forros de las zapatas del freno de tambor de expansión interna de vehículos ligeros, con el empleo de procedimientos de análisis y cálculo termoestructural, que permita caracterizarlos y obtener las variables asociadas al contacto de tambor y zapata en el frenado.

Los materiales alternativos escogidos fueron el Kevlar 49 aramid fiber y el Bioglass ceramic. El procedimiento ejecutado consistió en generar el modelo tridimensional CAD del conjunto zapata, forro, tambor, basados en sus características geométricas. Seguidamente se establecieron los procedimientos de estimación de las variables asociadas al cálculo del contacto de tambor y zapata en el frenado, estimándose las variables térmicas asociadas al sistema. Finalmente se efectuaron estudios comparativos entre los resultados analíticos convencionales y los obtenidos mediante herramientas de ingeniería asistida por computador CAE, sobre la influencia del cambio de material de los forros de zapata, en la temperatura generada por el contacto entre zapata y tambor.

Se determinó que no existe desde el punto de vista de cambio de temperatura impedimentos para la sustitución del forro de amianto sea con Kevlar o con Bioglass.

Palabras Clave: freno, forro, zapata, tambor, CAD, Simulación, CAE

Abstract

The main objective of the project is to analyze the behavior of alternative materials to asbestos, in the linings of the drum brake of internal expansion of light vehicles, with the use of thermo-structural analysis and calculation procedures, which allows to characterize them and obtain the variables associated with drum and shoe contact in braking.

The alternative materials chosen were the Kevlar 49 aramid fiber and the ceramic Bioglass. The executed procedure consisted of generating the three-dimensional CAD model of the shoe, lining, and drum assembly, based on their geometric characteristics. Next, the procedures for estimating the variables associated with the calculation of drum and shoe contacts in braking were established, estimating the thermal variables associated with the system. Finally, we obtained the results of comparative studies between the conventional analytical results and those obtained by computer-aided engineering tools CAE, on the influence of the change of material of the shoe lining, in the temperature generated by the contact between shoe and drum.

It was determined that there is no impediment from the point of view of temperature change for the substitution of the asbestos liner either with Kevlar or with Bioglass.

Keywords: brake, lining, shoe, drum, CAD, simulation, CAE

Introducción

En el desarrollo de los sistemas de vehículos de transporte, en sus inicios la manera de frenado era mediante el mecanismo de palanca y bloque de madera, utilizado por los automóviles con ruedas de montura de acero, con la introducción del neumático de goma, se hizo infuncional. Luís Renault en 1902, produce el freno de expansión interna, que representó un gran salto tecnológico en el poder de frenado, aumentándolo significativamente a altas velocidades, el mismo es utilizado en la actualidad.

Un freno de tambor es un tipo de freno de fricción, consistente en un cilindro de metal al que se aplica presión mediante un mecanismo de frenado para detener la rotación de la rueda o eje al que está unido el cilindro, usa la fricción causada por un juego de zapatas, que contienen forros o almohadillas que presionan contra una parte giratoria unido a la rueda del vehículo, en forma de tambor llamada freno de tambor. Una unidad de freno de tambor consta de dos zapatas de freno, se encuentra montada en una placa de soporte estacionaria, cuando se presiona el pedal del freno, un cilindro de la rueda activado hidráulicamente empuja las zapatas para contactar al tambor giratorio, lo cual crea fricción y ralentiza el vehículo, a medida que se suelta el pedal, los resortes de retorno retraen las zapatas a su posición original.

En 1918, el freno de tambor hidráulico fue inventado por Malcolm Lougheed, la mayor dificultad observable, es la acumulación de calor en el mismo, produciendo deformación del freno y vibraciones.

Desde mediados de la década de 1930, los frenos fueron accionados por la presión del aceite en un cilindro de ruedas pequeñas, aunque los vehículos ligeros continuaron con sistemas puramente mecánicos durante décadas. Algunos diseños tienen dos cilindros en la rueda, en 1950 se introducen los tambores de freno autoajustables.

La mayoría de los frenos de expansión interna, tiene inconvenientes como son la pérdida de calor, humedad y de esta manera la corrosión que proceden de la ineficiencia del frenado (García, Acosta, & Flórez, 2015), debido a que la zona de generación de calor se encuentran cerrada, se retrasa la evacuación de calor y por consiguiente se deterioran las propiedades estructurales del material. Así mismo, el uso excesivo de los frenos puede ocasionar la ebullición del líquido de frenos y con esta la pérdida parcial o total del sistema de frenado.

El tambor se fabrica en fundición gris perlítica con grafito esferoidal, material que se ha impuesto por su elevada resistencia al desgaste y menor costo de fabricación y que absorbe bien el calor producido por el rozamiento en el frenado (Dominguez S., 2014). En cuanto a las zapatas y los forros utilizados, se conoce que Herbert Froot en 1987, implementó el primer forro de fricción basado en la utilización de fibras de algodón, trenzadas en forma de correa, y ligadas mediante soluciones bituminosas e hilos de latón. La limitación fue que la fibra natural (algodón) por encima de 150°C pierde las propiedades de fricción y rompe. Diez años después se introdujo la fibra de amianto como material de los forros, la misma es una fibra mineral que se encuentra corrientemente en la Naturaleza en forma de silicatos, se eligió el crisolito el cual era abundante y de costo reducido, (Crespo Poyatos, Galán Cortés, & Bernier Herrera, 2002).

Las fibras de amianto eran fáciles de tejer de la misma forma que el algodón, su mayor resistencia mecánica, la resistencia a la temperatura, la flexibilidad, sus excelentes propiedades de fricción y la compatibilidad con las resinas y demás sustancias ligantes, hacían de la fibra de amianto el mejor de los componentes para aplicaciones de fricción. La inclusión de latón y otros alambres en el tejido añadieron resistencia física y modificaron las características friccionales de comportamiento del material.

En la década de los 30, los químicos comenzaron a investigar en resinas flexibles con mayor resistencia al calor, estos nuevos materiales, junto con el proceso de mezclado en seco, abrió el camino a nuevos componentes y con ello a un nuevo mundo de materiales de fricción que se conocen hoy día. Los forros usados tradicionalmente en las zapatas de los frenos de tambor, en las pastillas de los frenos de disco y en los discos de embrague, están constituidos por un aglomerado de hilos de amianto, hilos o filamentos metálicos (latón o cinc), resinas fenólicas o caucho; esta aglomeración es prensada en caliente en matrices especiales, (Alonzo P., 2015).

En la década de los 50 se implementó una nueva formulación que contenía nuevas resinas que ligaban virutas metálicas dando paso así, a la aparición de las pastillas en base metálica, se basó en el gran éxito que los materiales de fricción metálicos consiguieron en aplicaciones industriales y aeronáuticas, estos nuevos materiales metálicos eran una mezcla de resinas con lana de acero y grafito.

En los años 60, a medida que se avanzaba en el diseño de los vehículos y era necesario mejorar los sistemas de frenos, muchas empresas de materiales de fricción comenzaron a buscar alternativas al amianto como principal componente de los frenos de disco. El amianto es un material que posee sus propias limitaciones; es un recurso agotable, de calidad variable y cuyo costo ha ido en incrementándose en el tiempo. Como alternativa, se contempló el uso de fibras de vidrio, fibras de metal y más recientemente, fibras de carbón sintéticas.

Al mismo tiempo, comenzó a cuestionarse el efecto sobre la salud del uso del amianto. Muchos fabricantes dejaron de trabajar con este material debido a los problemas que se asociaron con él. Todo esto hizo que los materiales de fricción semi-metálicos llegaran a ser los más utilizados en los años 70 para la fabricación de frenos de disco, sin embargo, distan de ser materiales ideales para cualquier aplicación. Los materiales de fricción con alto contenido en metales son mejores conductores del calor que los materiales compuestos de amianto, y esto puede ocasionar problemas como, por ejemplo, una excesiva transferencia de calor a las zapatas y al líquido de frenos que puede entrar en ebullición.

El desarrollo de los nuevos materiales de fricción continuó durante los 80, el incremento de calor generado durante el frenado plantea problemas adicionales, lo cual ha permitido la creación de una nueva generación de productos con una menor conductividad térmica que los semi-metálicos, que supongan una reducción de la transferencia de calor al líquido de frenos, (Alzallú S., 2016).

Durante los años 90 hace su aparición una nueva tendencia en los programas de desarrollo de los principales fabricantes de vehículos y materiales de fricción con el fin de sustituir los contenidos de metales pesados del material de fricción (trisulfuro de antimonio, sulfuro de plomo o galena, disulfuro de molibdeno, fibras de cobre y componentes del cobre lo mismo que fibras de silicio) por compuestos no tóxicos, a fin de evitar el impacto negativo de dichos materiales sobre el medio ambiente y los seres humanos. Se trabaja en un material orgánico que no se desintegre a altas temperaturas de frenado y mantenga sus características de fricción en un ancho rango de temperaturas. Un material que admita el desgaste sin dañar las otras superficies, (SEAT, 2017).

No obstante, todavía quedan en el mercado productos de fricción que contienen amianto, y se recomienda, dadas sus propiedades cancerígenas, una cuidadosa manipulación

siguiendo las normas estrictas de seguridad que están claramente definidas en todos los países en cuanto al uso de productos tóxicos y peligrosos.

Ecuador no es ajeno a los esfuerzos que a nivel mundial se vienen efectuando en la regulación del uso del asbesto, no sólo en materiales constructivos, sino específicamente en su uso en los dispositivos de frenos de los vehículos. Desde el 11 de abril de 1990, nuestro país es adherente al convenio sobre utilización del asbesto en condiciones de seguridad (OIT, 1986); por otra parte en el reporte RECT (Registro de Emisiones y Transferencias de Contaminantes) de la Subsecretaría de Calidad Ambiental, Ministerio del Ambiente, se evidencia el esfuerzo en la normalización de uso del asbesto que se viene haciendo desde 1989 (MAE, 2017), y se toma en cuenta las recomendaciones de la Oficina Internacional del Trabajo, donde se sugiere sustituir el asbesto por alternativas más seguras siempre que sea posible y aumentar la sensibilización acerca del asbesto (OIT, 2007).

El problema científico que se aborda en esta tesis, se define de la siguiente forma: el desconocimiento del comportamiento térmico de las zapatas con forros de materiales alternativos al tradicional, no permiten decidir desde el punto de vista de temperatura, sobre la sustitución del forro de amianto por los mismos, en los frenos de expansión interna.

Surge así, como objeto de esta investigación, el sistema de freno de expansión interna, constituido por tambor, zapata y forro.

El presente trabajo de investigación análisis del comportamiento térmico mediante simulación de materiales alternativos de fricción aplicado a las zapatas en frenos de tambor de expansión interna de vehículos livianos, está enmarcado en el campo de la línea de investigación, perfeccionamiento del diseño de frenos de expansión interna.

Con tal fin, se realiza un estudio y análisis convencional y mediante el método del elemento finito del comportamiento térmico que existe en los frenos de tambor de expansión interna de un vehículo liviano de uso cotidiano, el estudio se realizará empleando materiales alternativos de fricción, con esto se busca conocer si estos materiales son realmente apropiados térmicamente para la sustitución del forro convencional de zapatas.

El campo de esta investigación se circunscribe al estudio térmico comparativo entre el material, fibra de Amianto, que ha sido usado tradicionalmente como forro de la zapata, frente

a posibles sustitutos como el Kevlar 49 aramid fiber y el Bioglass ceramic, los cuales presentan un coeficiente de fricción estable en los rangos de trabajo de presión y temperatura durante el proceso de frenado del vehículo.

Las razones descritas, influyen para que el proyecto en ejecución, se desarrolle en miras de evaluar nuevas alternativas de materiales que tengan prestaciones térmicas equivalentes a las zapatas que se comercializan actualmente y a su vez contribuyan en la disminución de los índices de contaminación ambiental, para lograrlo, se plantean como objetivo general y específicos:

Objetivo general

Analizar el comportamiento de materiales alternativos al asbesto en los forros de las zapatas del freno de tambor de expansión interna de vehículos ligeros, con el empleo de procedimientos de análisis y cálculo termoestructural, que permita caracterizarlos y obtener las variables asociadas al contacto de tambor y zapata en el frenado.

Objetivos específicos

1. Generar el modelo tridimensional del conjunto zapata, almohadilla, tambor, basados en sus características geométricas, mediante herramientas computacionales CAD, para posteriormente realizar análisis a través del MEF.
2. Establecer procedimientos de estimación de las variables asociadas al cálculo del contacto de tambor y zapata en el frenado, mediante modelos teóricos convencionales y computacionales con el MEF, para luego obtener mediante el cálculo los resultados deseados.
3. Calcular las variables térmicas asociadas al contacto de tambor y forro de zapata en el frenado, mediante ecuaciones y procedimientos obtenidos en el estado del arte, para que los resultados sean comparados y analizados con el fin del aporte de conocimiento de posibles materiales sustitutos al asbesto.
4. Realizar estudios comparativos entre los resultados analíticos convencionales y los obtenidos mediante herramientas CAE, sobre la influencia del cambio de material de los forros de zapata, en la temperatura generada por el contacto entre forro de zapata y tambor, mediante el análisis cuantitativo simple de la variable de temperatura generada en la cara

externa del tambor durante el periodo de tiempo del frenado, para validar el método de cálculo teórico convencional a través de la herramienta computacional de simulaciones - MEF.

Las tareas a efectuar en la consecución de los objetivos planteados, se indican como:

1. Revisión de los modelos propuestos por investigaciones reconocidas de estimación de temperatura en la superficie del tambor, producto del contacto forro – tambor, en el proceso de frenado.

2. Desarrollo de un modelo matemático de estimación de la temperatura en la superficie del tambor.

3. Creación del modelo tridimensional en ambiente CAD.

4. Análisis MEF del modelo CAD del diente asimétrico con perfil de evolvente y trocoide.

5. Realización de estudios comparativos entre los resultados del modelo matemático propuesto y los resultados obtenidos mediante MEF.

Hipótesis

Es posible con la estimación de la distribución relativa del flujo de calor en el tambor, respecto al flujo de calor total, determinar las temperaturas producidas en el tambor, por el contacto con el forro, para cada material usado.

Novedad científica

Se obtienen, las ecuaciones que relacionan para cada material usado, la presión máxima de contacto en función de la fuerza aplicada en la zapata, la fuerza de frenado en función de la potencia de frenado, la temperatura máxima en la superficie del tambor en función de la fuerza aplicada en la zapata.

Aporte técnico

Se considera como aporte técnico, la estimación directa de la temperatura en la superficie del tambor, basado en la potencia de frenado.

Métodos de investigación empleados

Los métodos de investigación empleados son los teóricos (inducción, deducción), con la ayuda de la inducción se llega de hechos singulares a los generales y la formulación de la hipótesis. Se determinan los elementos que conforman el estudio de la resistencia en las superficies en contacto y la interrelación con los parámetros geométricos y mecánicos de los frenos objeto de estudio. El método de la deducción: se apoya en aseveraciones y generalidades que conllevan a demostraciones particulares. Lleva a conclusiones particulares que permitan establecer las ecuaciones teóricas para el cálculo de las cargas límites y la relación de éstas con las dimensiones, geometría y propiedades mecánicas del material de los frenos estudiados.

Además, se hace uso de la modelación para obtener: a) la síntesis geométrica, matemática y en ambiente CAD del freno en estudio, b) los procedimientos de medición y cálculo computacional de las dimensiones necesarias para obtener las presiones, fuerzas y valores de temperatura.

Estudio del arte

La detención del vehículo se efectúa por la presión ejercida por las zapatas contra el tambor solidario a la rueda en los frenos de expansión interna. En los frenos de disco por la presión ejercida por las pastillas de freno contra un disco rotor, solidario a la rueda, las cuales son accionadas hidráulicamente por una pinza. Inicialmente las zapatas y las pastillas de freno no tenían ningún revestimiento, lo cual origina el ruido característico de roce entre metales cuando las dos piezas metálicas entran en contacto, motivando entre otras razones a utilizar el asbesto como revestimiento en los sistemas de freno de disco y de tambor, (Alzallú S., 2016).

La tendencia es a la búsqueda de materiales más ligeros que podrían mejorar la eficacia del frenado, actualmente se tienen vehículos que ruedan más fácilmente y pueden adquirir altas velocidades en cortos lapsos de tiempo, por lo que es más problemática su detención. Al mismo tiempo se busca que contribuyan a la eficiencia energética, a los efectos se han diseñado y producido materiales de compuestos cerámicos y de carbono y grafito, encontrando un uso limitado, fundamentalmente por los costos de producción (Blau, 2001), por lo general, contienen un aglutinante de resina fenólica con adiciones de fibras minerales, rellenos, compuestos modificadores de la fricción, abrasivos y partículas metálicas (Ozcan & Filip, 2005).

El contacto tribológico en los frenos automotrices implica contacto de deslizamiento en seco a altas velocidades y altas fuerzas normales a las superficies. Los materiales de fricción de las almohadillas utilizadas comúnmente son de tipo aglutinante orgánico, son extremadamente heterogéneos y exhiben muy bajas resistencias a la vibración. A pesar de la baja fuerza, las superficies de contacto específicas que se forman durante el uso hacen que las almohadillas tengan muy buenas características de fricción y desgaste, en cuanto al tambor y el rotor, el comportamiento de la corrosión del hierro fundido sigue siendo un problema ya que a menudo contribuye a una situación indeseable de vibración (judder) del freno (Kikuchi, Hara, Sakairi, Yoneawa, & Yamauchi, 2010).

El comportamiento de la fricción entre tambor y zapatas o disco y pastillas, es complejo dado que no es sólo el problema mecánico, sino el de intercambio de calor, el coeficiente de fricción debe ser relativamente alto, y estable, independientemente de la temperatura, humedad, edad, grado de desgaste y corrosión, presencia de suciedad y agua,

además de estos requisitos, se encuentran los de confiabilidad, larga vida y comodidad, es decir, ausencia de vibración y chillido. Se han efectuado estudios sobre el ruido y la vibración de los frenos, afirmándose que la clave para avanzar en el análisis el problema del ruido de los frenos y su fructífera aplicación al diseño real de los frenos, radica en general en el perfeccionamiento de los modelos desarrollados utilizando el método del elemento finito (MEF) y en particular, en la búsqueda de un modelo preciso que represente los términos de la interfaz del acoplamiento por fricción entre los revestimientos (forros) de zapatas y tambor, en el caso de los frenos de expansión interna, (Eriksson, Bergman, & Jacobson, 2002).

El problema de estimación de la distribución de presión en las superficies de fricción, la relación entre la máxima presión y la presión en cualquier punto y la obtención de la fuerza de frenado o el par de torsión y las reacciones de los apoyos, ha sido abordado y analizado por diversos autores tradicionales de textos de diseño actuales para ingeniería mecánica como (Budynas, Nisbett, & Keith, 2008), (Norton, 2011), (Mott, 2006), (Faires, 1977).

Se pueden analizar muchos tipos de embragues y frenos conforme un procedimiento general, que comprende las siguientes tareas:

- Se calcula, se modela o se mide la distribución de la presión en las superficies de fricción.
- Se determina una relación entre la máxima presión y la presión en cualquier punto.
- Se emplean las condiciones del equilibrio estático para obtener la fuerza de frenado o el par de torsión y las reacciones de los apoyos.

El problema analítico es el térmico y su conjugación al mecánico estructural, para lo cual la tendencia es a utilizar el Método del Elemento Finito, implementado en diferentes herramientas computacionales actuales, y evidenciado en el gran número de publicaciones científicas actuales, (Ilinca, Ilinca, & Falah, 2001).

Composición de los forros

En la actualidad la mayoría de los fabricantes de fricción emplea en mayor o menor medida la base que a continuación se ofrece.

Fibras: Las fibras son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Es decir, las fibras son el “armazón” de las pastillas de freno, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo el resto de los elementos. Existen dos tipos principales de fibras las sintéticas y las minerales. Las más usuales en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca.

Cargas minerales: Las cargas minerales son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura. Están encargadas también, de aportar resistencia a las altas temperaturas. Las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

Componentes metálicos: Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción, así como la transferencia de calor de la pastilla al caliper o de los forros a las zapatas. Los más usuales son, latón, cobre, bronce entre otros. No obstante, una gran parte de los componentes metálicos usados en los materiales de fricción, tienen efectos nocivos sobre la salud por lo que se recomienda seguir estrictamente la legislación referente a los productos que contengan tales metales pesados.

Lubricantes: Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, sulfuros, antracitas.

Materiales orgánicos: Son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes, hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas fenólicas termoendurecibles, aunque también son empleados diferentes tipos de cauchos, ceras, aceites.

Abrasivos: Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa.

De acuerdo a los estudios auspiciados por el Departamento de Energía de los Estados Unidos en el Oak Ridge National Laboratory, (Blau, 2001), las formulaciones con la composición en porcentaje de peso recomendadas para las zapatas de freno son las mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1

Composición en porcentaje de peso para las zapatas del freno estándar

Función	Material	Porcentaje en composición %
Aglomerante	Resina fenólica	10 -45
Fibras	Fibras orgánicas	5 -30
	Cobre	
Metal	Hierro	0 -8
	Aluminio	
Lubricante	Grafito	0 -15
Abrasivo	Alúmina u óxido de aluminio	0 -10
	Caucho	
Relleno	Papel	3-30
Otros	No especificado	2-5

Nota: Tabla tomada de (Blau, 2001)

En Ecuador se han efectuado estudios experimentales de caracterización y desgaste de pastillas de freno (Loayza S., 2017), diseñado y fabricado prototipos de máquinas de ensayos de fuerza de frenado, temperatura y velocidad para discos y tambores (Vaca S., 2014), determinación de factibilidad de uso de fibras naturales para fabricar pastillas de freno (Armas R., 2017), anteproyectos de creación de empresas productoras de frenos (Wila A., 2015), diseños y fabricación de prototipos de tambor (Guevara G. & Loor B., 2015).

En cuanto a producción nacional, actualmente existe una empresa en nuestro país con 40 años instalada, denominada EGAR Frenos Automotrices S.A., que bajo la marca de AB Products® fabrican las líneas de materiales de fricción para vehículos livianos y pesados, como son bandas, rollos, pastillas de freno, además bajo Quickstop® desarrollan la línea de pastillas de freno y con Toshiro® embragues, atendiendo la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2 185 y la ISO 9001:2000 (EGAR, 2018). Los bloques de freno de EGAR S.A., son producidos con y sin amianto como se muestra en la tabla 2 a continuación:

Tabla 2

Zapatas producidas por EGAR S.A.

Especificación	Bloque y zapata con amianto		Bloque sin amianto	
	111-211	112-212	131	132
Dureza Gogan – SAE J379	25 - 23	28 - 26	28 – 25	28 - 25
Gravedad específica – SAE J380	2,01	1,92	2,10	2,0
Coeficiente fricción normal – SAE J661	0,36/0,38 (FF)	0,35/0,3(FF)	0,40/0,41 (FF)	0,25 (G) – 0,427 (F)

Nota: Tabla tomada de (EGAR, 2018)

Freno de tambor

El freno de tambor (figura 1), es el que acoge a las dos zapatas ubicadas dentro del tambor que a su vez es solidario con el eje de la rueda. Para su accionamiento es necesario un mecanismo de mando sea este mecánico, hidráulico, neumático, el cual ejercerá un esfuerzo sobre las zapatas desplazándolas para que entren en contacto con la pared interna del tambor, el frenado se produce gracias a la fricción que existe entre el forro de fricción y el tambor. Luego de dicho proceso y una vez desactivado el mecanismo de mando las zapatas retornan a su posición original gracias a los resortes de recuperación. Tienen tres elementos constituyentes:

- . Superficies de fricción.
- . Medio de transmisión del par de torsión desde las superficies.
- . Mecanismo de accionamiento.

Descripción de los componentes del freno de tambor

Tambor

El tambor (figura 1), es la pieza que constituye la parte giratoria del freno de expansión interna, el mismo recibe casi la totalidad del calor desarrollado en el freno. Se fabrica en fundición gris perlítica con grafito esferoidal, material que se ha impuesto por su elevada resistencia al desgaste y menor costo de fabricación y que absorbe bien el calor producido por el rozamiento en el frenado, (Dominguez S., 2014), en la figura 2 se muestran los componentes generales de un freno de tambor de expansión interna.



Figura 1. Tambor de freno de expansión interna
Fuente: (Dominguez S., 2014)

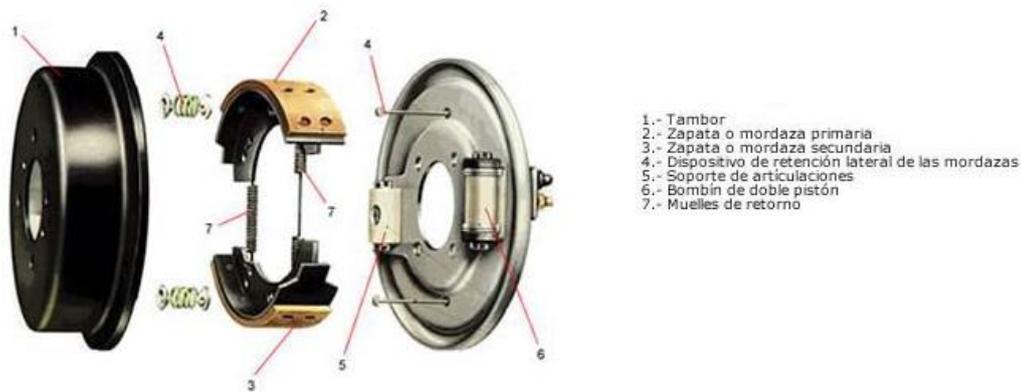


Figura 2. Despiece y componentes de un freno de tambor de expansión interna
Fuente: (Dominguez S., 2014)

Plato de freno

El plato de freno (figura 3), está constituido por el soporte de chapa embutida y troquelada, sobre el que se monta el bombín de accionamiento hidráulico y las zapatas de freno y demás elementos de fijación y regulación.

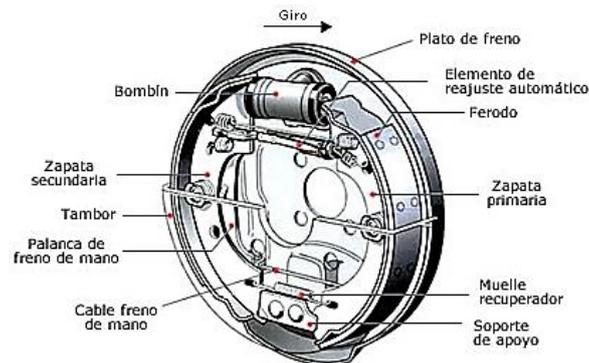


Figura 3. Esquema interno de un plato de freno
Fuente: (Dominguez S., 2014)

Forma y características de las zapatas

Las zapatas (figura 4), son elementos que generalmente deben cumplir con características de dureza inferior al tambor para no dañar las zonas de frenado, resistir la abrasión y ser estables con la variación de temperatura, tener un coeficiente de rozamiento uniforme, conductibilidad térmica adecuada, estar lubricadas para que la adherencia sea suave a cualquier velocidad, el material tiene que ser homogéneo para que no se formen zonas calientes, deben ser indeformables y tener mucha resistencia a la compresión, choque y cizallamiento, (Robert Bosch Ltda., 2015).



Figura 4. Zapatas del freno de tambor
Fuente: (Robert Bosch Ltda., 2015)

Las zapatas de frenos están formadas por dos chapas de acero soldadas en forma de media luna y recubiertas en su zona exterior por los ferodos o forros de freno, que son los encargados de efectuar el frenado por fricción con el tambor.

Los forros de freno se unen a las zapatas metálicas por medio de remaches embutidos en el material hasta los $3/4$ de espesor del forro para que no rocen con el tambor, o bien pegados con colas de contacto. El encolado favorece la amortiguación de vibraciones y, como consecuencia, disminuyen los ruidos que estas ocasionan durante el frenado, (Dominguez S., 2014)

Materiales de fricción

Los forros para freno (pastilla, banda o bloque) deben ser lo suficientemente permeables al calor, ya que durante el frenado se presentan exigencias de origen térmico que se manifiestan como deformaciones en los elementos metálicos del sistema y riesgos de cristalización y falla en los forros, debido a las altas temperaturas que se pueden generar.

El proceso de transferencia de calor que ocurre en un forro durante la operación de frenado, tiene la particularidad de ser inestable o transitorio, es decir, los fenómenos térmicos varían con el tiempo y la posición en el elemento en cuestión. La difusividad térmica es una propiedad de los materiales que caracteriza los procesos de transferencia de calor de estado inestable. Durante el frenado, el perfil de temperatura a través del forro es transitorio, por

consiguiente, el flujo de calor está asociado a la difusividad térmica (Carranza & Beltrán, 2003).

Un freno o embrague de fricción debe tener las siguientes características del material del forro o recubrimiento, hasta un grado que depende de la intensidad del servicio.

- Un coeficiente de fricción alto y reproducible.
- Inalterabilidad ante condiciones del medio, como la humedad.
- Capacidad para soportar altas temperaturas, junto con una buena conductividad y difusividad térmicas, así como calor específico elevado.
- Buena resiliencia.
- Alta resistencia al desgaste, rayado y raspadura.
- Compatibilidad con el entorno.
- Flexibilidad.

En el anexo 1 se proporciona el área de superficie de fricción que se requiere para varias potencias de frenado. En el anexo 2 se encuentran las características importantes de algunos materiales de fricción para frenos y embragues. La manufactura de materiales de fricción resulta un proceso muy especializado y es aconsejable consultar los catálogos y manuales de los fabricantes, así como a los fabricantes mismos, cuando es necesario seleccionar materiales de fricción para aplicaciones específicas.

La selección implica considerar muchas características, así como los tamaños estándar disponibles, el forro de trama de algodón se produce como un cinturón de tela impregnado con resinas y polimerizado. Se emplean sobre todo en maquinaria pesada y a menudo se suministra en rollos de hasta 16 m de longitud. Los espesores disponibles varían de 18 a 1 pulg, en anchos de hasta 12 pulg. Un forro de trama de asbesto se fabrica de manera similar al de algodón y también contiene partículas metálicas. No es tan flexible como el forro de algodón y está disponible en un rango menor de tamaños. Junto con el forro de algodón, el de asbesto se utilizaba mucho como material de frenos para maquinaria pesada.

Los forros de asbesto moldeado contienen fibra de asbesto y modificadores de fricción; se usa un polímero termofijo, con calor, para formar un producto moldeado rígido o semirrígido, su utilización principal era en frenos de tambor, las zapatas de asbesto moldeado

son similares a los forros moldeados, pero no tienen flexibilidad; se empleaban para embragues y frenos.

Las zapatas de metal sinterizado se hacen de una mezcla de partículas de cobre y/o hierro con modificadores de fricción, moldeados a alta presión y luego calentados a una temperatura elevada para fundir el material; se usan en frenos y embragues para aplicaciones de trabajo pesado, las zapatas de cermet son similares a las de metal sinterizado y tienen un contenido sustancial de material cerámico (Gordo, Oliva, E.M., & Torralba, 2004).

En tipos de fricción de matriz de material no metálico, resinas modificadas y caucho son utilizados como aglutinantes, mientras que las fibras orgánicas como kevlar, carbono o materiales minerales inorgánicos (vidrio, wollastonita) se utilizan como fibras reforzadas (Xingming, Yin, Jiusheng, Liojian, & Xuejun, 2016). Se solidifican presionando en caliente después uniformemente se mezcla con otros aditivos de fricción. Hay una serie de matrices de fricción de materiales no metálicos, entre los cuales el carbono-carbono (C-C) y la matriz de materiales cerámicos, que tienen excelentes propiedades tribológicas. Por ejemplo, la fricción compuesta C-C el material tiene alta resistencia y dureza, estabilidad térmica superior y resistencia favorable al desgaste, se encuentran los compuestos de matriz de metal de aluminio Al-MMC (F3D20S-T5) (Blau, 2001), con altos y estables coeficientes de fricción μ (Nakanishi, Kakihara, Nakayama, & Muruyama, 2002).

En el anexo 3 se listan las propiedades de forros comunes para frenos. Los forros pueden consistir en una mezcla de fibras que proporciona resistencia y capacidad para soportar temperaturas elevadas, diversas partículas de fricción para obtener un grado de resistencia al desgaste, así como un coeficiente de fricción mayor y materiales aglutinantes.

En el anexo 4, se incluye una variedad más amplia de materiales de fricción para embragues, junto con algunas de sus propiedades. Algunos de los materiales pueden funcionar húmedos, por lo que se pueden sumergir o ser salpicados con aceite, lo cual reduce un poco el coeficiente de fricción, pero disipa más calor y permite que se empleen presiones mayores.

Frenos de tambor de expansión interna

El análisis de funcionamiento contempla el estudio de la fuerza ejercida, del par de rozamiento, de la energía perdida y del aumento de la temperatura. El par de rozamiento

depende de la fuerza de accionamiento ejercida, el coeficiente de rozamiento, la geometría de las superficies.

La metodología para el análisis de todas las clases de embragues y frenos de fricción exige suponer: a) la distribución de presiones sobre las superficies de fricción, b) determinar la relación entre la presión máxima y la presión en un punto cualquiera, c) aplicar las ecuaciones de equilibrio estático para la determinación de la fuerza de accionamiento, el par torsor y las reacciones en los apoyos.

Ahora se seguirán los pasos mencionados anteriormente.

a) Dado que la zapata es corta se puede suponer una presión uniformemente distribuida sobre toda la superficie de fricción.

b) Llamando N a la fuerza normal al plano en movimiento (figura 5) y teniendo en cuenta la hipótesis de presión uniforme, se calcula la presión máxima P (1), en un punto cualquiera

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

c) Para calcular la fuerza F de accionamiento se emplea el diagrama de cuerpo libre (figura 11.b), y se aplican la II condición de equilibrio $\Sigma \text{Momentos} = 0$ (2), respecto a la articulación A, obteniéndose F (3).

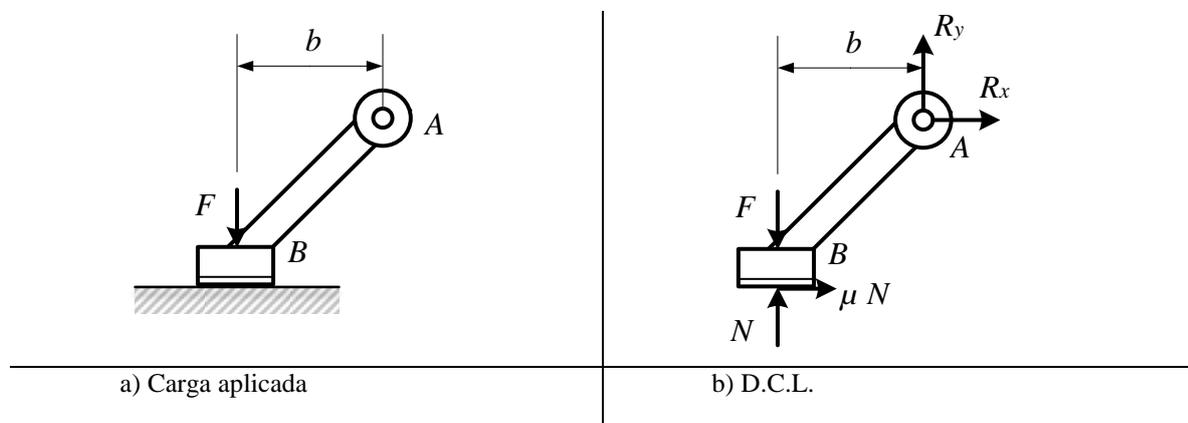


Figura 5. Zapata corta sobre un plano en movimiento
Fuente: (Budynas, Nisbett, & Keith, 2008)

$$\Sigma M_A = 0 \quad (2)$$

$$-Nb + Fb + \mu Na = 0$$

$$F = \frac{PA(b - \mu a)}{b} \quad (3)$$

La ecuación (3) relaciona la fuerza F con la presión P . Si se cumple que $b = \mu a$ implica que $F = 0$. Esto significa que ocurriría un fenómeno llamado autobloqueo del freno. En general esto no es deseable y se suele emplear un coeficiente de fricción que sea un 75% a 80% del valor del coeficiente de fricción que cumple con la condición de autobloqueo.

Luego con $S_{Fuerzas} = 0$, las reacciones serán (4) y (5).

$$R_x = \mu PA \quad (4)$$

$$R_y = PA - F \quad (5)$$

Al analizar este caso elemental se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- En relación con el uso del material de fricción, al ser la presión constante, el aprovechamiento del mismo es máximo y el freno se calculará para que la presión sea la máxima posible.
- Si se cumplen ciertas condiciones geométricas y de material ($b = \mu a$) se obtiene autobloqueo.
- Si bien el autobloqueo es un aspecto beneficioso para el proceso de frenado, no es prudente efectuar diseños sobre este tipo de premisa.

Distribución de presión en la zapata interna

Si la zapata interna es larga, la distribución de presión no es uniforme. En A, talón o punto de pivote, la presión es nula, $P = 0$.

Se tiene un sector diferencial en la almohadilla, de espesor b y lado $rd\theta$ (figura 6), la presión en el elemento diferencial es P , la presión máxima es P_a , que sucede para una posición angular θ_a .

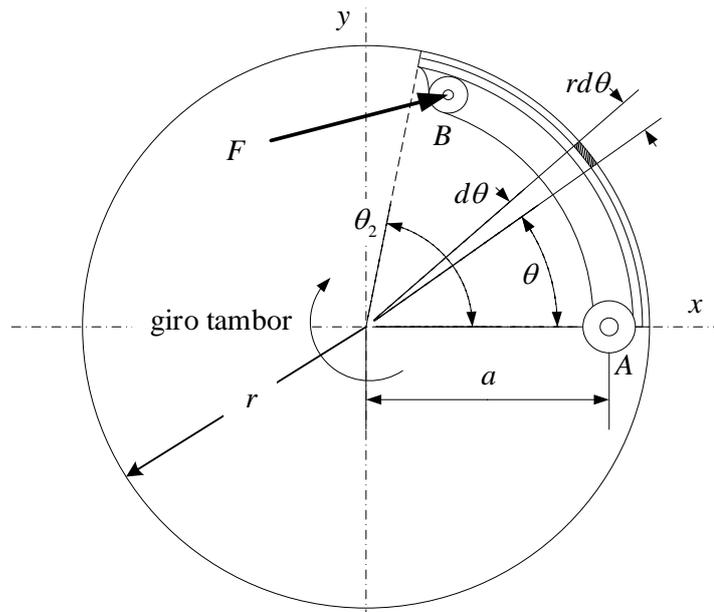


Figura 6. Geometría de zapata de freno de tambor
Fuente: (Budynas, Nisbett, & Keith, 2008)

Cuando se aplica la fuerza F , se produce una deflexión δ en la almohadilla de la zapata (figura 7), originando una deformación angular infinitesimal $\Delta\phi$.

Respecto a A, se tiene un desplazamiento δ (6), en el punto de aplicación B de la fuerza F .

$$\delta = h\Delta\phi \tag{6}$$

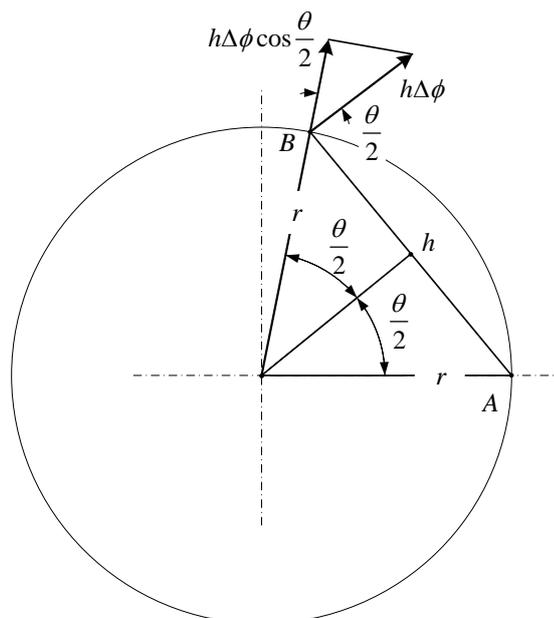


Figura 7. Geometría asociada a un punto de zapata
Fuente: (Budynas, Nisbett, & Keith, 2008)

δ tiene componente radial (7) y h (8) se deduce del triángulo AOB (figura 7)

$$\delta_r = h\Delta\phi \cos \frac{\theta}{2} \quad (7)$$

$$h = 2r\text{sen} \frac{\theta}{2} \quad (8)$$

Sustituyendo (8) en (7), se obtiene (9), expresión simplificada en (10).

$$\delta_r = 2r\Delta\phi \text{sen} \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \quad (9)$$

$$\delta_r = r\Delta\phi \text{sen} \theta \quad (10)$$

La presión P producida por la fuerza F , es normal al tambor, entonces es proporcional al desplazamiento radial (11), en el sector de máxima presión P_a (12), sucede igual

$$P \propto \delta_r \quad (11)$$

$$P_a \propto \delta_a \quad (12)$$

Utilizando la proporcionalidad se iguala (11) con (12), simplificando se obtiene (15)

$$\alpha = \frac{P}{\delta_r} = \frac{P_a}{\delta_a} \quad (13)$$

$$\frac{P}{r\Delta\phi \text{sen} \theta} = \frac{P_a}{r\Delta\phi \text{sen} \theta_a} \quad (14)$$

$$\frac{P}{\text{sen} \theta} = \frac{P_a}{\text{sen} \theta_a} \quad (15)$$

Se concluye que la presión (16) es sinusoidal, y depende de la posición angular θ , como se observa en las figuras 8 y 9, para zapatas largas la $P_{\max} = P_a$, se ubica en $\theta = \pi/2$

$$P = \text{sen}\theta \frac{P_a}{\text{sen}\theta_a} \tag{16}$$

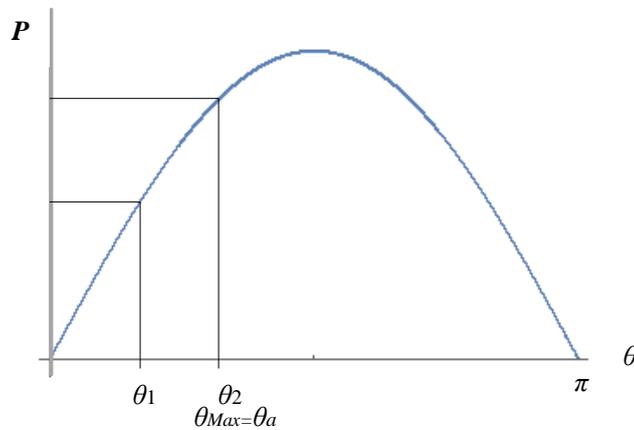


Figura 8. θ_{max} en zapata corta

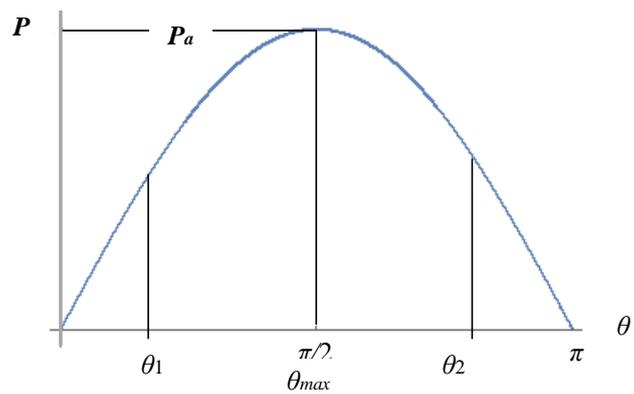


Figura 9. θ_{max} en zapata larga

El material de fricción debe colocarse mayormente en la zona de P_{max} .

En A, para $\theta = 0$, el efecto de presión es mínimo, se puede prescindir de material de fricción.

Autobloqueo

En la figura 10 se indican las fuerzas que se ejercen en la zapata

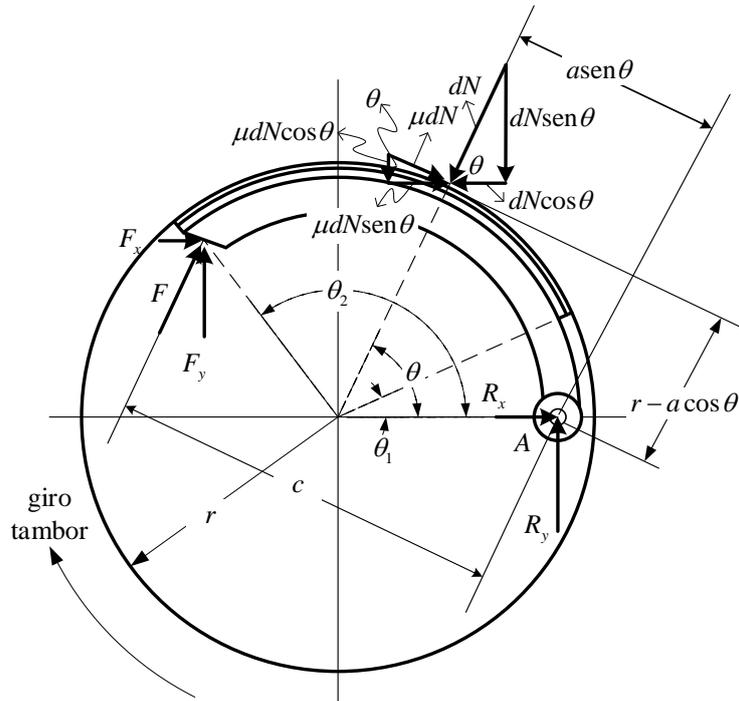


Figura 10. Fuerzas en la zapata
 Fuente: (Viñolas, Egaña, & Carrera, 2002)

F : fuerza externa aplicada

R_x, R_y : reacciones en articulación

dN : fuerza normal a la superficie, debida a la presión ejercida

μdN : fuerza de roce

La fuerza normal dN (17), es la presión P por el área $brd\theta$ donde actúa

$$dN = Pbrd\theta \tag{17}$$

Sustituyendo P de (16) en (17), se obtiene (18).

$$dN = \frac{P_a br \text{sen} \theta d\theta}{\text{sen} \theta_a} \tag{18}$$

El Momento de la normal dN respecto a A , es M_N (19), sustituyendo (18) en (19), e integrando entre θ_1 y θ_2 , se consigue (20).

$$M_N = \int dN a \sin \theta \quad (19)$$

$$M_N = \frac{P_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \quad (20)$$

$$M_N = \frac{P_a b r a}{\sin \theta_a} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{4} \right) \quad (21)$$

El Momento de la fuerza de roce M_f respecto a A , está descrito por (22).

$$M_f = \int \mu dN (r - a \cos \theta) d\theta \quad (22)$$

Sustituyendo (18) en (22), e integrando entre el inicio y fin de la almohadilla (θ_1 a θ_2), se obtiene (23).

$$M_f = \frac{\mu P_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad (23)$$

$$M_f = \frac{\mu P_a b r}{\sin \theta_a} \left[-r (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - a \left(\frac{\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1}{2} \right) \right] \quad (24)$$

Para estimar F , se aplica la II condición de equilibrio estático (25), en A

$$\Sigma M_A = 0 \quad (25)$$

Obteniéndose (26), como puede observarse, si $M_N = M_f$ hay autobloqueo

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (26)$$

Par de torsión T_r de la zapata del tambor

Se calcula, con el momento total (27), respecto al origen de la fuerza de roce, una vez integrada se tiene la expresión de T (28).

$$T_r = \int \mu r dN = \frac{\mu P_a b r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta \quad (27)$$

$$T_r = \frac{\mu P_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen} \theta_a} \quad (28)$$

Reacciones

Las reacciones R_x y R_y , se consiguen aplicando la I condición de equilibrio estático, $\sum \mathbf{F} = 0$ en sus componentes cartesianas horizontal (29) y vertical (30), resultando (31) y (32)

$$R_x = \int dN \cos \theta - \int \mu dN \text{sen} \theta - F_x \quad (29)$$

$$R_y = \int dN \text{sen} \theta + \int \mu dN \cos \theta - F_y \quad (30)$$

$$R_x = \frac{Pabr}{\text{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta \cos \theta d\theta - \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta \right) - F_x \quad (31)$$

$$R_y = \frac{Pabr}{\text{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta \cos \theta d\theta \right) - F_y \quad (32)$$

Se hace $A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta \cos \theta d\theta$ y $B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta$, obteniéndose finalmente según el sentido de giro antihorario y horario, las reacciones (33) y (34)

$$R_x = \frac{Pabr}{\text{sen} \theta_a} (A \mp \mu B) - F_x \quad (33)$$

$$R_y = \frac{Pabr}{\text{sen} \theta_a} (B \pm \mu A) - F_y \quad (34)$$

En el análisis anterior se adoptan los siguientes supuestos:

1. En cualquier punto de la zapata la presión se supone proporcional a la distancia desde el pasador de la articulación, que es nula en el talón. Esto se debe considerar desde el punto de vista de que las presiones especificadas por los fabricantes son promedios, y no máximas.

2. Se hace caso omiso del efecto de la fuerza centrífuga. En el caso de frenos, las zapatas no giran, y no existe fuerza centrífuga. En el diseño de embragues, el efecto de esta fuerza se debe tomar en cuenta cuando se escriben las ecuaciones de equilibrio estático.

3. Se supone que la zapata es rígida. Puesto que esto no puede ser cierto, existirá alguna deflexión, en función de la carga, la presión y la rigidez de la zapata. La distribución de presión resultante puede diferir de la que se ha supuesto.

4. Todo el análisis tuvo como base un coeficiente de fricción que no varía con la presión. En realidad, el coeficiente de fricción puede variar debido a una diversidad de condiciones, entre ellas la temperatura, el desgaste y el medio ambiente.

Consideraciones sobre energía

Cuando se detiene el movimiento de los elementos rotativos de una máquina por medio de un freno, éste debe absorber la energía cinética de rotación. Esta energía se manifiesta en forma de calor, la energía cinética se absorbe durante el deslizamiento del freno, energía que también se manifiesta en forma de calor.

Se ha visto (28), que la capacidad del par de torsión de un freno depende del coeficiente de fricción del material y de la presión normal, no obstante, el carácter de la carga puede ser tal que, si se permite este valor del par de torsión, el revestimiento de las zapatas del freno pueden destruirse por el calor que generan. Por consiguiente, la capacidad de un freno está limitada por dos factores: las características del material y la capacidad del freno para disipar calor.

Energía de frenado E_b

En esta sección se considera la cantidad de calor que genera una operación de frenado. Si el calor se genera más rápido que su disipación, surge un problema de incremento de temperatura.

La energía total disipada en el frenado se describe en (35), considerando las variables m masa del vehículo, V_1 , V_2 velocidades de traslación inicial y final, I inercia de la rueda, ω_1 , ω_2 velocidades rotacionales de la rueda inicial y final.

$$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2 - V_2^2) + \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (35)$$

En la detención total del vehículo V_2 y ω_2 son cero, por tanto la ecuación (36)

$$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2) + \frac{1}{2} I (\omega_1^2) \quad (36)$$

Como $\omega = \frac{V}{R}$, donde R es el radio de la rueda, sustituyendo en (36), se obtiene (37)

$$E_b = \frac{1}{2} m (V_1^2) + \frac{1}{2} I \left(\frac{V_1^2}{R^2} \right) \quad (37)$$

Simplificando se consigue la energía total de frenado E_b como (38), donde

$$k_k = 1 + \frac{I}{R^2 m}$$

$$E_b = \frac{1}{2} m k_k V_1^2 \quad (38)$$

Potencia de frenado P_b

La estimación de la potencia de frenado en función del tiempo $P_b(t)$, se hace a partir de su definición, $P_b(t) = \frac{dE_b(t)}{dt}$, usando (38) y tomando en cuenta que $V(t) = V_1 - at$ se obtiene $P_b(t)$, como se muestra en (39).

$$P_b(t) = 0,35 m k_k (V_1 - at) a / 2 \quad (39)$$

En la estimación debe tomarse en cuenta que el frenado total se reparte entre los ejes delantero y trasero (Limpert, 2011) en una proporción de 65% y 35% respectivamente.

Relación de temperatura

Balance de energía

La transferencia de calor convectivo \dot{Q} del tambor hacia el medio $hA_s(T - T_\infty)$ en un dt , es igual al incremento de energía $mc \frac{dT}{dt}$ originado por la fricción con el forro de la zapata (40), como se muestra esquemáticamente en la figura 11.

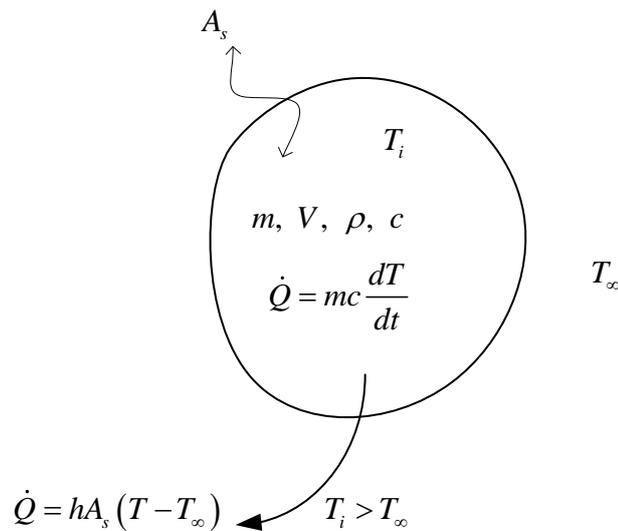


Figura 11. Esquema general de transferencia de calor

$$\dot{Q} = mc \frac{dT}{dt} = hA_s (T - T_\infty) \quad (40)$$

Donde m : masa tambor, A_s : área de la superficie de contacto tambor, c : capacidad calorífica específica del material constructivo de tambor, T : temperatura instantánea, T_∞ : temperatura de entorno.

Dado que $dT = d(T - T_\infty)$ y $m = \rho V$, se sustituye y separa variables, resultando (41), expresión que se integra (42) entre los límites $t = 0, T = T_i$ y $t = t, T = T$, cuya solución se muestra en (43).

$$\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = -\frac{hA_s}{\rho V c} dt \quad (41)$$

$$\int_{T_i}^T \frac{d(T-T_\infty)}{T-T_\infty} = -\int_0^t \frac{hA_s}{\rho Vc} dt \quad (42)$$

$$\text{Ln}\left(\frac{T-T_\infty}{T_i-T_\infty}\right) = \frac{hA_s}{\rho Vc} t \quad (43)$$

Los términos h , A_s , ρ , V , c son constantes, se hace $b = \frac{hA_s}{\rho Vc}$ y se despeja

adecuadamente la temperatura instantánea T como se muestra en (44).

$$T = (T_i - T_\infty)e^{-bt} + T_\infty \quad (44)$$

Conocida la temperatura instantánea $T = T_i e^{-bt} + T_\infty (1 - e^{-bt})$ se estima la tasa de transferencia de calor por convección $\dot{Q} = hA(T_\infty - T_a)$ entre el freno y su entorno, la cual llega a su límite superior, cuando el freno alcanza la temperatura T_∞ : temperatura de entorno, de donde se obtiene $T_\infty = \frac{\dot{Q}}{hA_s} + T_a$, se sustituye en (44), consiguiendo (45).

$$T = T_i e^{-bt} + \left(\frac{\dot{Q}}{hA_s} + T_a\right)(1 - e^{-bt}) \quad (45)$$

Como $T_i = T_a$, resulta finalmente la expresión (46) que permite calcular la temperatura en función del tiempo durante la acción de frenado del vehículo.

$$T = T_a + (1 - e^{-bt}) \frac{\dot{Q}}{hA_s} \quad (46)$$

Se sabe que el flujo de calor es la potencia disipada en el frenado $\dot{Q} = P_b$, la expresión T puede finalmente formularse como (47), o como (48) para encontrar ΔT por encima de T_a (temperatura ambiente).

$$T = T_a + (1 - e^{-bt}) \frac{P_b}{hA_s} \quad (47)$$

$$T - T_a = (1 - e^{-bt}) \frac{P_b}{hA_s} \quad (48)$$

Para determinar el tiempo de penetración (49) en el tambor del flujo de calor, o tiempo que tarda en llegar el mencionado flujo a la superficie del tambor se toma en consideración la solución propuesta por Vedat Arpacı (Arpacı, 1966) y Rudolf Limpert (Limpert, 2011).

$$t_p = \frac{L^2}{6\alpha} \quad (49)$$

Donde L es el espesor del tambor (m) y α (m^2/s), la difusividad (50) o relación que existe entre la conductividad y la capacidad calorífica.

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \quad (50)$$

Por otra parte plantean que si el decrecimiento de la potencia de frenado es lineal, como sucede en el presente estudio, la temperatura instantánea en la superficie del tambor $T(t)$, puede ser estimada en función del tiempo con la formulación de la ecuación (51).

$$T_i = \left(\frac{5}{4}\right)^{1/2} \left(\frac{P_b(0)}{A_s k}\right) (\alpha t)^{1/2} \left(1 - \frac{2t}{3t_s}\right) \quad (51)$$

Donde T_i representa la temperatura de inicio ($^{\circ}K$), P_b la potencia de frenado (W), A_s el área de contacto entre zapatas y tambor (m), k la conductividad térmica del tambor ($W/m^{\circ}K$), α la difusividad del tambor (m^2/s), t el tiempo instantáneo de frenado (s), t_s el tiempo de detención del vehículo (s).

Para determinar el tiempo en el cual se alcanza la temperatura máxima, se consiguen los valores de t que maximizan a (51), resultando que el tiempo para alcanzar la temperatura máxima es la mitad del tiempo de frenado t_s (52).

$$t = \frac{t_s}{2} \quad (52)$$

Sustituyendo (52) en (51), se determina el valor máximo $T_{max} - T_i$, de la temperatura en la superficie del tambor (53).

$$T_{\max} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \left(\frac{P_b(0)}{A_s}\right) \frac{t_s^{1/2}}{\alpha} \tag{53}$$

Relación entre potencia de frenado de forro y tambor

En la anterior estimación de la temperatura relativa al ambiente en la superficie del tambor (48), no se toma en consideración el flujo de calor que se transfiere a la zapata a través del forro. Se asume que todo el calor se transfiere al medio por el tambor, Limpert reconsidera el cálculo de la temperatura en la superficie del tambor, introduciendo la relación de flujos de calor a las almohadillas y al tambor (Limpert, 2011).

En la figura 12 se indica dicho modo de flujo de calor, para determinar la relación de la energía de frenado entre el la zapata, a través de la almohadilla (forro) y el tambor \dot{Q}_a/\dot{Q}_t , se utiliza la efusividad térmica ξ definida como la raíz cuadrada del producto del coeficiente de conductividad térmica (k) y la capacidad calorífica (ρc), es decir, $\xi = (\rho ck)^{1/2}$, por lo que se tiene (54).

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_t} = \frac{\xi_a}{\xi_t} \tag{54}$$

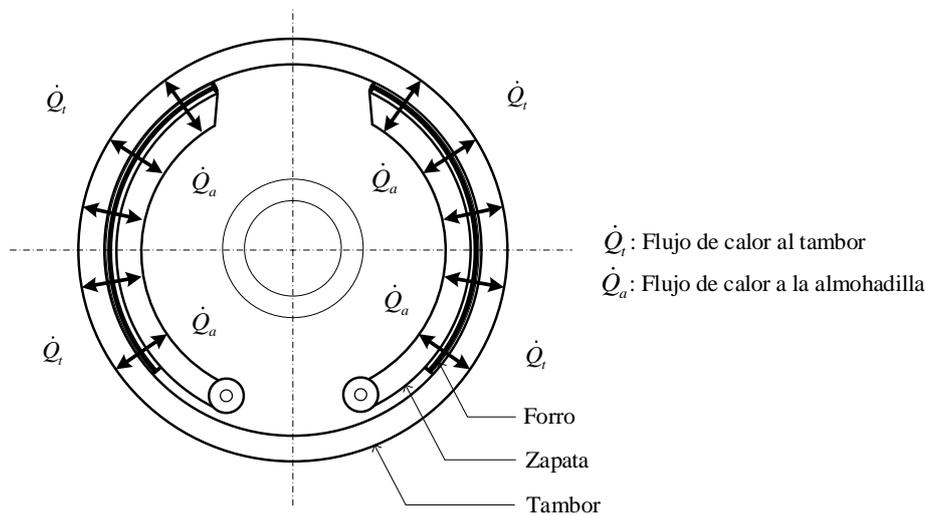


Figura 12. Flujo de calor en el tambor y zapata
Fuente: (Limpert, 2011)

La distribución relativa γ del flujo de calor \dot{Q}_t en el tambor respecto al flujo de calor total $\dot{Q}_t + \dot{Q}_a$, se expresa según (55) y en términos de la efusividad, como se indica en (56).

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_t + \dot{Q}_a} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_t}} \quad (55)$$

$$\gamma = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_a c_a k_a}{\rho_t c_t k_t} \right)^{1/2}} \quad (56)$$

La relación γ , permitirá comparar la distribución de energía entre diferentes tipos de almohadillas, con asbesto o materiales sustitutos. La expresión de la temperatura en la superficie del tambor se modifica según (57), al considerar la potencia de frenado real o flujo de calor disipado en el dispositivo de freno $\gamma P_b(0)$.

$$T(t) - T_i = \left(\frac{5}{4} \right)^{1/2} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s k} \right) (\alpha t)^{1/2} \left(1 - \frac{2t}{3t_s} \right) \quad (57)$$

De manera equivalente se corrige la temperatura máxima en la superficie del tambor, resultando la ecuación modificada (58).

$$T_{\max} - T_i = \left(\frac{5}{18} \right)^{1/2} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s} \right) \frac{t_s^{1/2}}{\alpha} \quad (58)$$

Modelado de la transferencia de calor en el sistema de freno usando el MEF

El calor generado por la fricción depende de la presión de contacto entre el revestimiento de fricción, el tambor y la velocidad relativa entre las partes en contacto, el coeficiente de fricción entre el tambor y el revestimiento de fricción. Una estimación del calor que depende de estos parámetros es difícil de predecir. El enfoque energético de este problema es mucho más simple, si se adoptan algunas suposiciones simplificadoras.

- El trabajo realizado por el freno de fricción se convierte completamente en calor.
- Las ruedas en el eje trasero contribuyen porcentualmente (35%) al trabajo de fricción total.
- El flujo de calor se distribuye constantemente en las superficies de contacto, siendo solo variable en el tiempo.

- El calor absorbido por el tambor se considera distribuido uniformemente sobre la superficie interna del mismo, el ancho de contacto con el revestimiento de fricción, por lo que resulta un flujo de calor equivalente. En realidad, esta cantidad de calor se transfiere al tambor solo en las superficies de contacto con revestimientos de fricción que están cambiando la posición debido a la rotación del tambor.

Un análisis térmico en estado estable puede ser lineal, con propiedades constantes del material; o no lineal, con propiedades del material que dependen de la temperatura. Puede ser utilizado para determinar temperaturas, gradientes térmicos, caudales de calor y flujos de calor en un objeto donde las cargas térmicas no varían con el tiempo, tales como:

Convección

Radiación

Caudal de calor

Flujos de calor (flujo de calor por unidad de área)

Tasas de generación de calor (flujo de calor por unidad de volumen)

Límites de temperatura constante

Las propiedades térmicas de la mayoría del material varían con la temperatura, por lo que el análisis generalmente no es lineal, la inclusión de los efectos de la radiación también hace que el análisis sea no lineal.

Análisis térmico transitorio: el análisis térmico transitorio determina las temperaturas y otras cantidades térmicas que varían con el tiempo, usualmente se usan temperaturas que un análisis térmico transitorio se calculan como entrada a análisis estructurales para evaluaciones de estrés térmico, aplicaciones de transferencia de calor, problemas de tratamiento térmico, boquillas, bloques de motor, sistemas de tuberías, recipientes a presión, implican análisis térmicos transitorios (Silva, 2017). La diferencia respecto al estado en régimen permanente, es que la mayoría de las cargas aplicadas en un análisis transitorio, son funciones del tiempo. Para especificar cargas dependientes del tiempo, puede usarse la herramienta de función para definir una ecuación o función que describe la curva de enfriamiento o calentamiento y luego aplicar la función como una condición de frontera, o puede dividirse la curva de carga contra tiempo en pasos de carga, (Gowthami & Balaji, 2016) (Kumar & Sabarish, 2014), (Dassault Systemes, 2014).

Análisis de campo acoplado: un análisis de campo acoplado es una combinación de análisis de diferentes disciplinas de ingeniería (campos de física) que interactúan para resolver un problema global. Cuando la entrada de un análisis de campo depende de los resultados de otro análisis, los análisis están acoplados.

Algunos análisis pueden tener un acoplamiento unidireccional. Por ejemplo, en un problema de deformaciones térmicas, el campo de la temperatura introduce capas térmicas en el campo estructural, pero las capas estructurales generalmente no afectan la distribución de temperatura. Por lo tanto, no hay necesidad de iterar entre dos soluciones de campo. Casos más complicados implican dos acoplamientos. Un análisis piezoeléctrico, por ejemplo, maneja la interacción entre el estructural y el campo eléctrico: soluciona la distribución de voltaje debido a la aplicación desplazamientos, o viceversa.

Condición de límite de estado estable con presión de zapata:

El acoplamiento entre los campos se puede lograr ya sea mediante acoplamiento directo (acoplamiento matricial) o acoplamiento secuencial (acoplamiento del vector de carga). La transferencia de carga puede colocarse a través de superficies o volúmenes. El acoplamiento a través de campos puede ser complicado, aunque cada campo puede ser resueltos con diferentes tipos de análisis durante una simulación.

En el comportamiento de la energía térmica en un sistema, que se mueve debido a las diferencias espaciales de temperatura, ello ocurre según tres métodos de Transferencia de Calor, cada uno descrito por una ecuación, la de conducción, que caracteriza flujos térmicos a través de la materia (Ley de Fourier), la de convección, asociada con el movimiento de fluidos debido a los efectos gravitacionales o flujo (Ley de Enfriamiento de Newton) y la de radiación, con transferencia de energía térmica a través de ondas electromagnéticas (Ley de Stefan-Boltzmann).

Debido a las características numéricas de las mallas de elementos finitos, los análisis térmicos, de acuerdo con esta metodología, generalmente se utilizan para representar los medios sólidos donde la conducción es predominante. A su vez, los fenómenos de convección y radiación son idealizados por las condiciones de contorno (Cook, Malcus, Plesha, & Witt, 2002). En otras palabras, el comportamiento del fluido y ondas electromagnéticas no se modelan explícitamente en el análisis por el MEF, siendo caracterizado por medio de flujos

térmicos en los límites del sistema. Se cuenta con herramientas de simulación numérica, tales como ANSYS CFX, ANSYS Fluent, SolidWorks con estudios de tipo térmico, y no lineales.

Desde el punto de vista numérico, el desarrollo del análisis de transferencia de calor por el MEF sigue los mismos supuestos que se especifican en los modelos estructurales, usando los conceptos y metodologías de análisis estáticos y dinámicos, tales como la representación matemática de los elementos por funciones de forma. Sin embargo, los modelos numéricos utilizados en las simulaciones térmicas tienen una complejidad estructural menor en relación a los estructurales debido a las características físicas de los fenómenos estudiados.

Por ejemplo, las mallas numéricas tienen solo un grado de libertad por nodo (temperatura), en consecuencia, la cantidad de ecuaciones a resolver es más pequeña en comparación con una malla estructural con el mismo número de elementos, donde cada nodo tiene hasta seis grados de libertad, como en los tridimensionales. Además, se pueden obtener resultados satisfactorios incluso con mallas más gruesas, debido al comportamiento lineal de la conducción y el hecho de que los elementos no se deforman en un análisis puramente térmico.

Algo similar se puede observar en relación con el comportamiento no lineal, con menos impacto en la complejidad de la configuración de análisis y tiempo de solución, en relación a los estudios estructurales. Esta no linealidad se caracteriza por la presencia de cualquier fenómeno con dependencia de la temperatura como propiedades del material, coeficiente de convección o de los flujos de calor externos. Se añade a esto la radiación, que por definición tiene la no linealidad en su tratamiento. La solución se obtiene a través del Método de Newton-Raphson con la convergencia controlada por medio de los residuos de flujo de calor internos o incrementos de temperatura.

Con la determinación de la condición de equilibrio en régimen permanente, es posible la evaluación en el proceso transitorio, identificando de la tasa de calentamiento o enfriamiento que se somete el sistema, junto con el histórico de las temperaturas en función.

Los problemas estructurales, se originan en campos vectoriales, desplazamientos, fuerzas, los problemas térmicos se originan en campos escalares de temperatura.

El análisis del problema térmico mediante el MEF, es análogo al caso estructural, la ecuación del calor (59), describe cómo se distribuye la temperatura en un cuerpo sólido en función del tiempo y el espacio.

$$\rho r - \nabla q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (59)$$

Como $q = K \nabla T$, sustituyendo en (67), se obtiene (68).

$$\rho r - \nabla (K \nabla T) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (60)$$

Donde:

ρr : Generación interna de calor por unidad de volumen

K : Coeficiente de conductividad

T : Temperatura

t : Tiempo

El caso más general de la ecuación de conducción (61), expresada en forma diferencial, refleja el balance entre el flujo neto de calor, el calor generado y el calor almacenado en el material.

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}}{\rho c} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (61)$$

Dónde:

$\alpha = \frac{k}{\rho c}$ Difusividad térmica

$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ Flujo neto de calor ($\nabla^2 T$)

\dot{q} : Calor generado por unidad de volumen

ρ : Densidad de material

c : Calor específico del material

$\frac{\partial T}{\partial t}$: Variación de temperatura respecto al tiempo

La formulación en elementos finitos está hecha para resolver la ecuación de energía en un dominio discretizado en elementos, donde se calculan las matrices de rigidez de cada elemento \mathbf{K}_T^e , ensamblando en una matriz de rigidez global \mathbf{K}_T (63). Con procedimientos

equivalentes al del problema estructural (anexo 6), y con las adecuadas condiciones de borde, se procede a calcular los campos de temperaturas minimizando la ecuación de energía (65), es decir cuando se alcanza el equilibrio global estable de energía, utilizando procedimientos algebraicos se consigue (66), consecuentemente la solución \mathbf{T} del problema con (67).

$$\Pi_T = \frac{1}{2} \mathbf{T}^T \mathbf{K}_T \mathbf{T} - \mathbf{T}^T \mathbf{f}_T \quad (62)$$

$$\mathbf{K}_T = \sum \mathbf{K}_T^e \quad (63)$$

$$\mathbf{f}_T = \sum \mathbf{f}_T^e \quad (64)$$

$$\frac{\partial \Pi_T}{\partial \mathbf{T}} = 0 \quad (65)$$

$$\mathbf{K}_T \mathbf{T} = \mathbf{f}_T \quad (66)$$

$$\mathbf{T} = \mathbf{K}_T^{-1} \mathbf{f}_T \quad (67)$$

Con la masificación de la computación, luego de la década de los 70, se ha producido un aumento de la disponibilidad de herramientas de cálculo utilizando el MEF (Chandrupatla & Belegundu, 2002), lo cual hace como en otras áreas, que los análisis numéricos se vuelvan cada vez más importantes, especialmente en el proceso de diseño de frenos (Ahmed, Fatouh, & Aly, 2014).

Sin embargo, hay autores (Baranowsky, Damaziak, & Malachowski, 2013) que hasta hace poco, afirmaban que debido a la naturaleza de los procesos físicos asociados con el frenado, como son: la no linealidad asociada a rotación grande, no linealidades de las condiciones de contorno (contacto, fricción), naturaleza no estacionaria del proceso, acoplamiento termo-mecánico, desgaste de los revestimientos necesarios para modelar el cambio en la geometría de la fricción par, se hacía virtualmente imposible en ese momento su correcto modelado, a pesar del uso de las herramientas analíticas más populares basadas en el método de elementos finitos.

Por la citada razón, en los estudios numéricos de los sistemas de frenado, varias simplificaciones son usualmente usadas. En el caso del análisis de campo de temperatura, muchos autores trabajan en estado estacionario o si utilizan flujos de calor no estacionarios, ignoran el hecho de que el calor es generado por la fricción, es decir el acoplamiento termomecánico se omite en las investigaciones, como se evidencia en estudios recientes de análisis de frenos de tambor donde, justificado por la poca conducción en las zapatas, el análisis es centrado en el tambor (Sunday, Aminunu, Yahaya, & Ndaliman, 2015), o se simula el efecto del roce como una carga de flujo de calor (Puncioiu, Truta, Vedinas, Marinescu, & Vinturis, 2015) o simplemente no es tomado en cuenta el fenómeno del roce (Simon, Arun, & Guru, 2013).

Metodología

En la presente investigación del freno de tambor de expansión interna de un vehículo liviano se utilizarán dos enfoques, uno convencional, donde se obtienen valores numéricos y su representación gráfica, a partir de las ecuaciones y procedimientos desarrollados en el estudio de arte, lo cual permite describir el comportamiento térmico producto del contacto entre la zapata y el tambor para cada uno de los distintos materiales escogidos como sustitutos del forro de amianto y posteriormente mediante el análisis de los datos obtenidos concluir en la toma de decisiones.

El segundo enfoque se basa en el uso del método del elemento finito MEF, que ofrecen herramientas de ingeniería asistida por computador (CAE). Se produce inicialmente el modelo de la zapata y el tambor de un vehículo liviano estándar utilizando el software SolidWork®2014, el modelo generado es exportado en archivos de intercambio y capturado para la simulación numérica por el método del elemento finito MEF, utilizando el software Ansys®17.0

Para la realización del trabajo de grado, se sigue un conjunto de pasos secuenciales, los cuales se describen en el diagrama de procedimiento general que se muestra en la figura 13, se considera en el procedimiento a la revisión bibliográfica como un proceso permanente del desarrollo de la tesis y se sintetiza el desarrollo de los enfoques convencional y por el MEF mencionados.

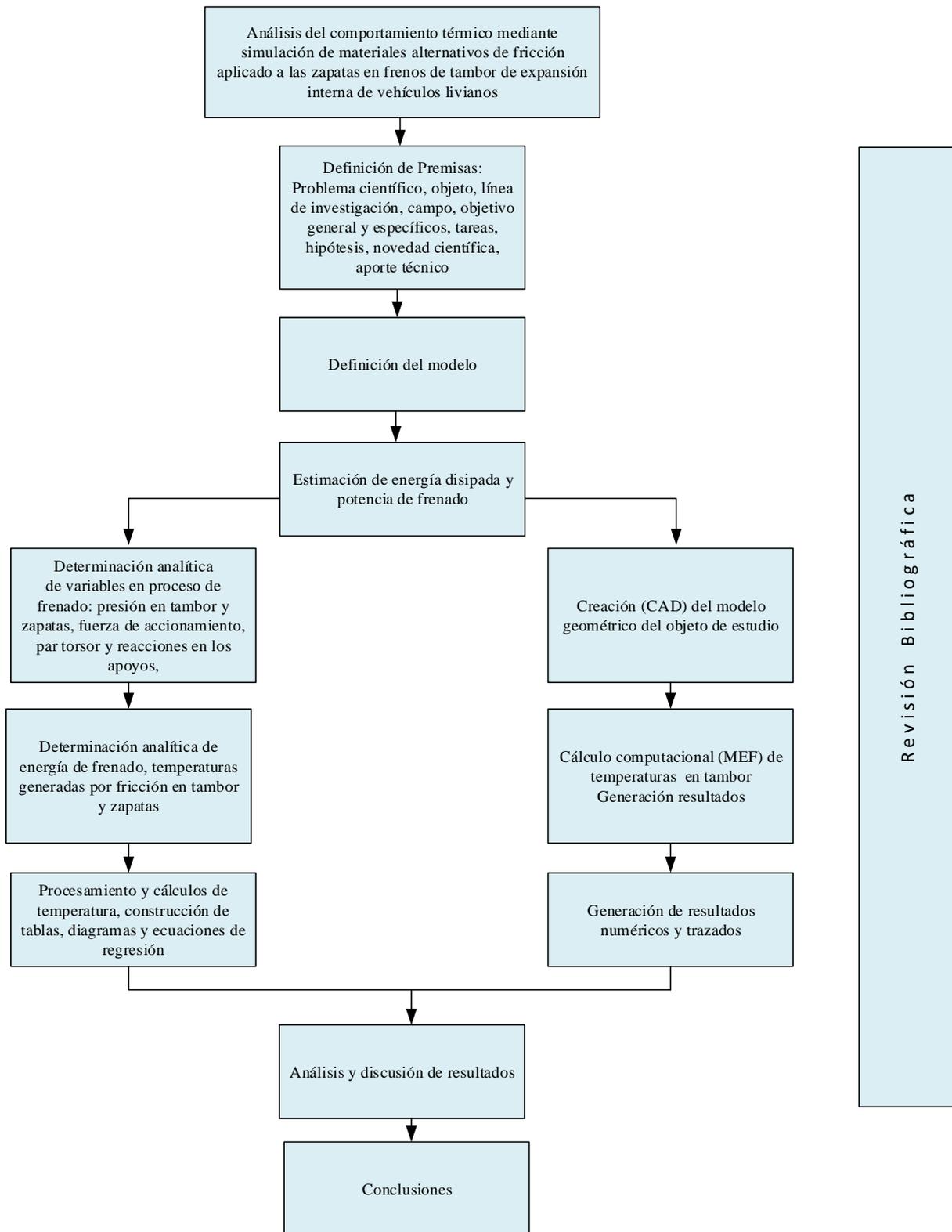


Figura 13. Procedimiento general aplicado en la investigación realizada

Determinación de parámetros iniciales

Definición del modelo

Se asume un vehículo ligero cargado, de masa total 1400 kg, que se desplaza con movimiento rectilíneo, considerándose escenarios con rapidez inicial en el rango de 70 a 130 km/h, temperatura ambiente $t_a = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ (300 °K), se estipula un tiempo de frenado hasta la detención de 4 s, el frenado total se reparte entre los frenos del eje delantero y trasero en proporción de 65% y 35% respectivamente. Se analiza el freno de tambor del eje trasero, constituido por fundición gris considerando el forro de las zapatas con un material referencial de asbesto blanco y dos tipos alternativos de forro, a) Kevlar 49 aramid fiber, b) Bioglass ceramic.

Las dimensiones básicas del tambor y zapata se muestran en la figura 14.

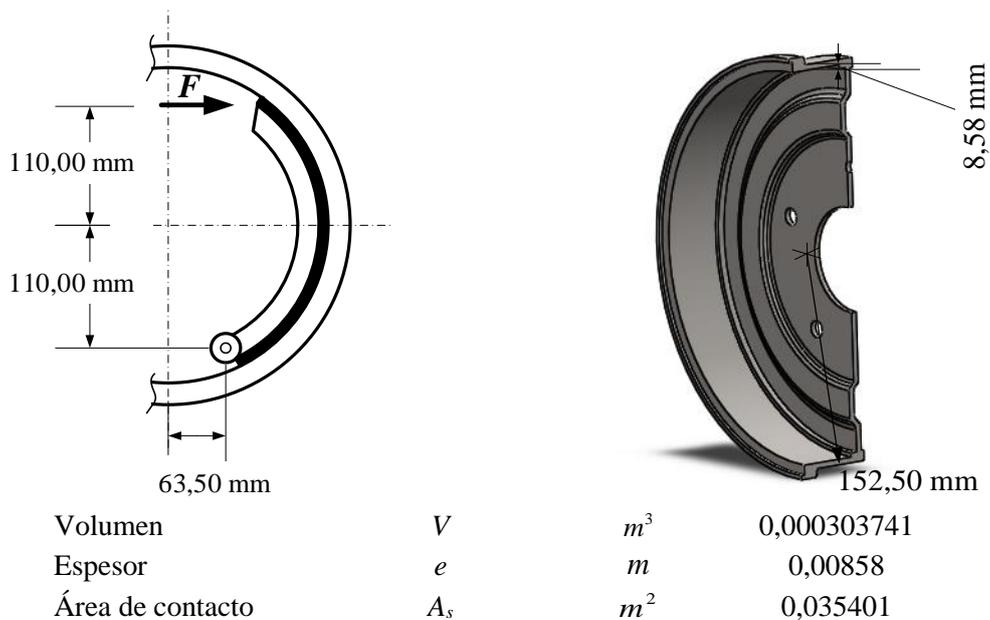


Figura 14. Dimensiones del tambor

Características del tambor

En la tabla 3, se indican las propiedades físicas del material del tambor, fundición gris perlítica con un porcentaje de 3,5% de carbono y grafito esferoidal, llamado también iron cast.

Tabla 3

Propiedades físicas del tambor (fundición gris)

Densidad	ρ	kg/m^3	7400
Coef. Convección	h	W/m^2K	58,60
Coef. Conductividad	k	W/mK	48,40
Calor Específico	c	J/kgK	419
Difusividad	α	m^2/s	1,56E-05
Efusividad	ζ	$J/Ks^{1/2}$	12250,27
Const. b	$b = hA_s / \rho Vc$	s^{-1}	2,20E-03
Gamma	γ		0,87

Nota: Propiedades tomadas de (Granta Design Limited, 2013)

Estimación de potencia de frenado P_b

La estimación de la potencia de frenado P_b se efectúa utilizando la ecuación (39)

$P_b(t) = 0,35mk_k(V_1 - at)a/2$, las variables involucradas se indican en la tabla 4.

Tabla 4

Variables en estimación de potencia de frenado P_b

Masa vehículo (kg)	m	kg	1400
Radio rueda (m)	Rr	m	0,30
Masa rueda (kg)	mr	Kg	10
Momento de Inercia I	$I=0,5 \times mr \times Rr^2$	m^2kg	0,45
Coefficiente k_k ()	$k_k=1+I/(m \times Rr^2)$		1,0036
Porcentaje frenado eje trasero	p		0,35
Tiempo frenado (s)	t_s	s	4
	70		19,44
	80		22,22
	90		25,00
Vel. Inicial V_1 (m/s)	100	m/s	27,78
	110		30,56
	120		33,33
	130 km/h		36,11
Vel. Final V_2	$V_2=0$	m/s	0
			4,86
			5,55
			6,25
Aceleración a	$a=(V_2-V_1)/t$	m/s^2	6,94
			7,64
			8,33
			9,03

Siguiendo el enfoque convencional, se procede a las estimaciones de temperatura instantánea y máxima para cada material usado, el amianto y los sustitutivos Kevlar y Bioglass.

Temperatura de frenado en la superficie del tambor

La estimación de la temperatura de frenado instantánea en la superficie del tambor, se

hace con $T(t) - T_i = \left(\frac{5}{4}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s k}\right) (\alpha t)^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{2t}{3t_s}\right)$ ecuación (57), para cada potencia de

frenado P_b , estimada según la rapidez inicial en el rango de 70 a 130 km/h. En la figura 15, se muestra un procedimiento de estimación de temperatura instantánea y máxima, para cada material usado como forro en las zapatas.

// ESTABLECER CONDICIONES INICIALES

Hacer para $j = 1$ hasta j_{\max}

// Asignar rapidez inicial V_1

$$V1(j) = [70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 110 \ 120 \ 130]^T$$

// Tiempo de frenado t_s

$$t_s = 4$$

// Calcular desaceleración a

$$a(j) = V(i) / t_s$$

// CALCULAR PARA CADA MATERIAL(i)

Hacer para $i = 1$ hasta i_{\max}

// Difusividad α

$$\alpha(i) = k(i) / [\rho(i)c(i)]$$

//Efusividad

$$\xi(i) = [\rho(i)c(i)k(i)]^{1/2}$$

// Distribución relativa flujo de calor

$$\gamma(i) = 1 / [1 + \xi(i) / \xi_t]^{0,5}$$

Hacer para $t = 0$ hasta $t = 4$, con paso 0,5

// POTENCIA DE FRENADO $P_b(t)$ ec.(39)

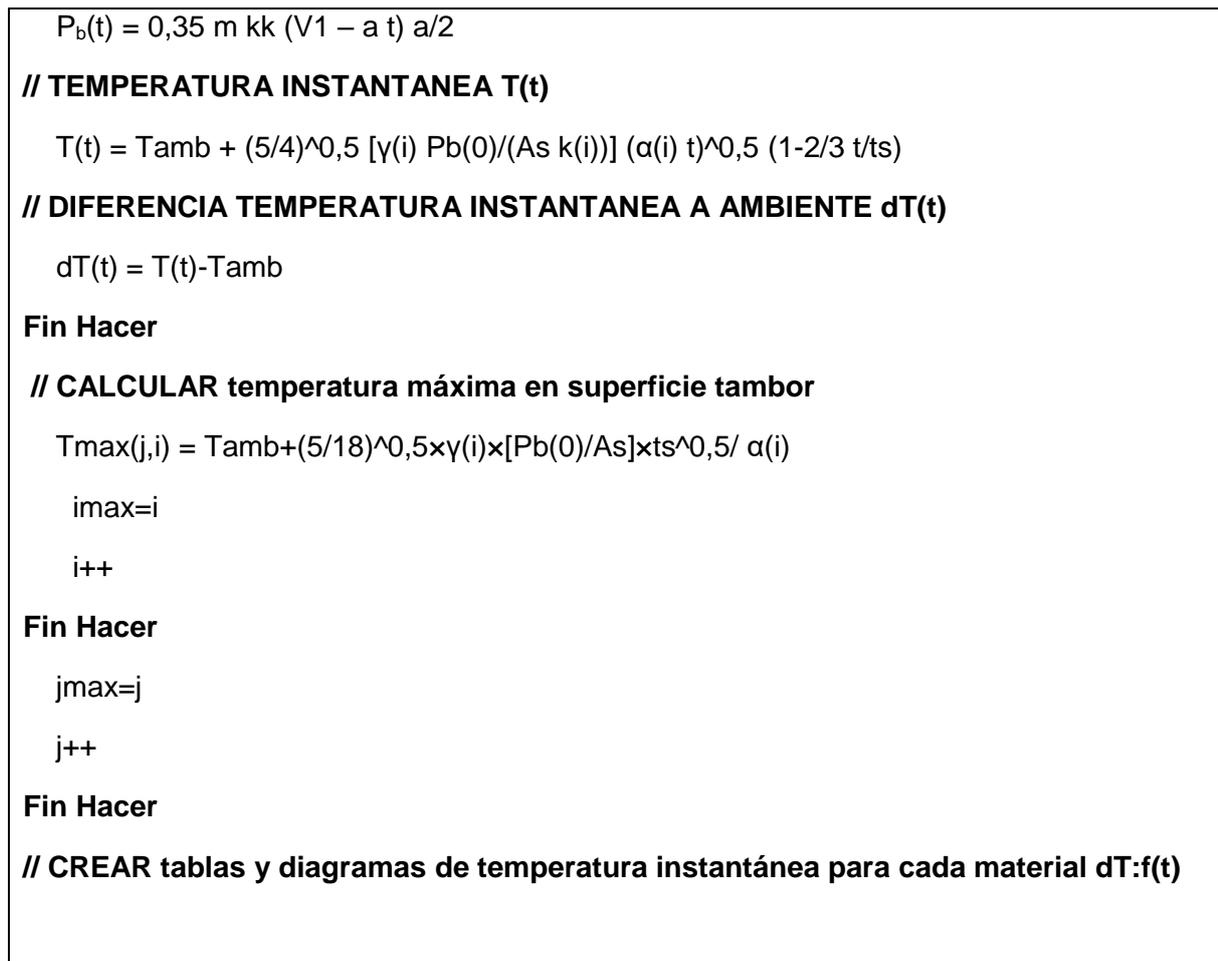


Figura 15. Procedimiento de estimación de temperatura instantánea y máxima

Temperatura generada por fuerza aplicada en zapata

Las relaciones encontradas hasta ahora, permiten comparar el comportamiento de la temperatura en la superficie del tambor, a partir de la potencia disipada en el frenado, sin embargo, no se conoce la relación existente entre la fuerza aplicada a las zapatas y el consecuente incremento de temperatura.

Si se establece dicha relación para los forros escogidos, se tendría un útil recurso que tributa a los criterios para la determinación de la posibilidad de sustitución del forro de amianto, y que puede generalizarse como método de análisis, para los estudios de sistemas de freno de tambor – zapata.

La manera de estimar la relación existente $T_{\max}^{\text{superficie}} : f(F_{\text{frenado}})$ se describe en la secuencia de pasos descritos en la figura 16, donde se indica de forma general la lógica que

permite el cálculo de la temperatura máxima en la superficie del tambor, en función de la fuerza de frenado aplicada a las zapatas, el mismo es general.

// ESTABLECER CONDICIONES INICIALES

// Rapidez inicial V_1

$$V_1 = [70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 110 \ 120 \ 130]^T \text{ KPH}$$

// Tiempo de frenado t

$$t = [4] \text{ s}$$

// Radio de rueda R_r

$$R_r = [0,31045] \text{ m}$$

// Brazo c de Fuerza aplicada respecto a pivote (figura 16)

$$c = [0,22] \text{ m}$$

// Coeficiente de fricción forro μ : asbesto, Kevlar, Bioglass (tabla 9)

$$\mu = [0,40 \ 0,35 \ 0,25]^T$$

// CALCULAR

// Desaceleración a $a = \frac{V_1}{t}$

// Velocidad angular inicial ω $\omega = \frac{V_1}{R_r}$

// Potencia de frenado $P_b(0)$ $P_b(t) = 0,35mk_k (V_1 - at) a / 2$ ec.(39)

// Par de fricción T_r $T_r = \frac{P_b(0)}{\omega}$

// Presión máxima entre zapata y tambor P_a $P_a = \frac{T_r \cdot \text{sen} \theta_a}{\mu b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}$ ec.(28)

// Momento M_N $M_N = \frac{P_a b r a}{\text{sen} \theta_a} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen} 2\theta_2 - \text{sen} 2\theta_1}{4} \right)$ ec.(21)

// Momento M_f $M_f = \frac{\mu P_a b r}{\text{sen} \theta_a} \left[-r (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - a \left(\frac{\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1}{2} \right) \right]$ ec.(24)

// Fuerza F $F = \frac{M_N - M_f}{c}$ ec.(26)

<p>// Temperatura máxima T_{\max} en superficie.....$T_{\max} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \left(\frac{\gamma P_b(0)}{A_s}\right) \frac{t_s^{1/2}}{\alpha}$ ec.(58)</p> <p>// EFECTUAR diagramas..... $P_a:f(F)$..... $F_b:f(P_b)$.....$T_{\max}:f(P_b)$..... $T_{\max}:f(F)$</p> <p>// EXTRAER ecuaciones de correlación..... $P_a:f(F)$.....$F_b:f(P_b)$.....$T_{\max}:f(P_b)$</p>

Figura 16. Pasos de estimación de $T_{\max}^{\text{superficie}} : f(F_{\text{frenado}})$

Determinación con el MEF, de temperaturas en la superficie externa del tambor

El proceso que se desarrolla para la solución numérica del modelo utilizando el MEF, consiste en el preprocesamiento, donde se identifica y carga el modelo, luego se procede a especificar las propiedades de los materiales y las relaciones gobernantes que serán consideradas sobre los elementos del sistema, permitiendo con esto la adecuada discretización en formas geométricas simples. Posteriormente se procede al proceso de ensamble del tambor, forros y zapatas, y se fijan los modos de contacto, las cargas y restricciones, ejecutando el mallado (discretización) del modelo. En el procesamiento, se efectúan los cálculos, obteniéndose la resolución de las ecuaciones del elemento finito. En el postprocesamiento se revisan y analizan los resultados en forma analítica y gráfica, para obtener en cada material de forro los diferentes trazados térmicos producidos en el proceso de frenado.

En la determinación de las temperaturas alcanzadas en la superficie del tambor, utilizando el método del elemento finito MEF, el modelo mostrado en la figura 17, fue creado con la herramienta SolidWorks® Premium 2014, con las dimensiones indicadas en la figura 14. El sistema de freno se simplifica en un ensamble de tambor, dos zapatas y sus forros, el cual fue exportado posteriormente en archivos de intercambio tipo Step AP214 y capturado para análisis por la herramienta ANSYS® 17.0.

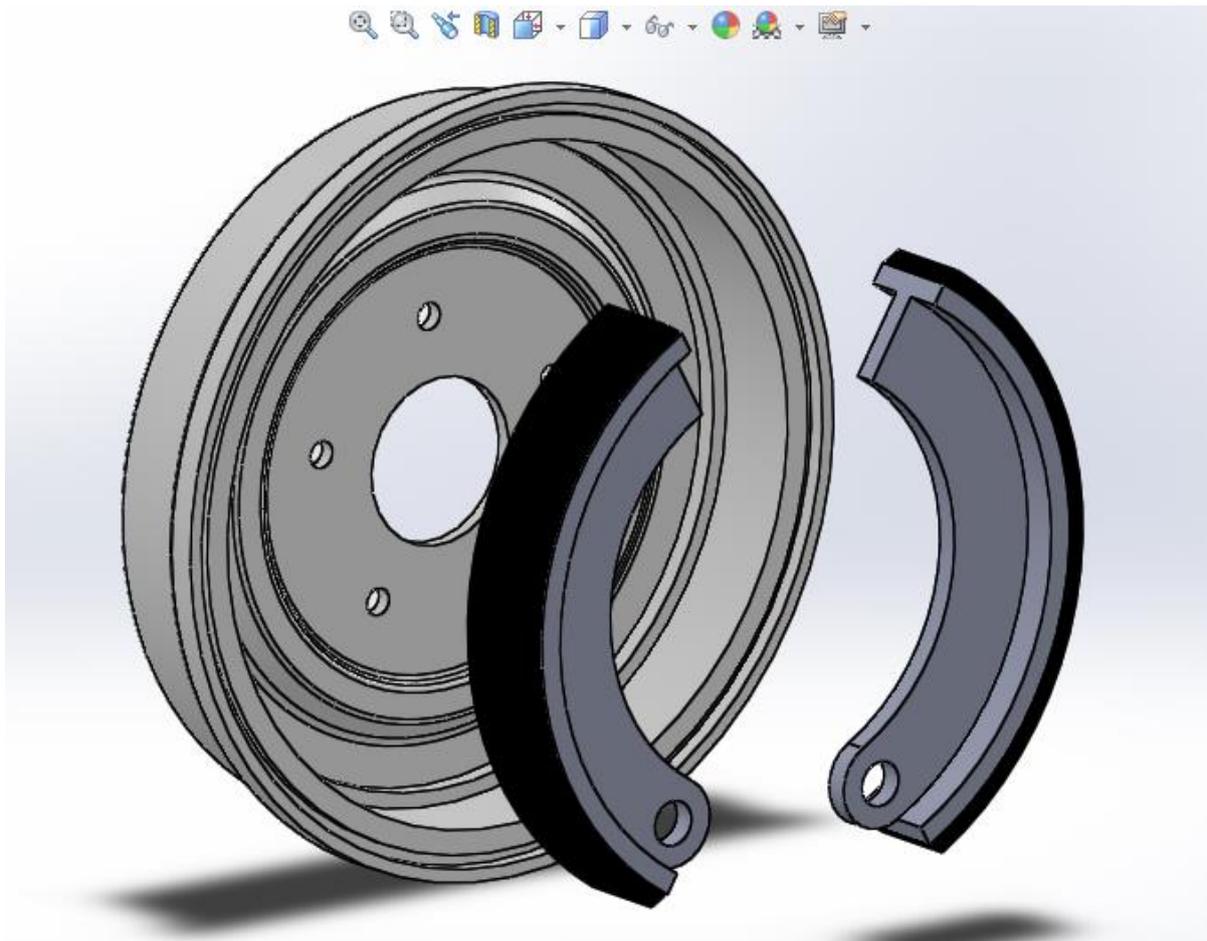


Figura 17. Modelo CAD freno expansión interna

El tipo de análisis a efectuar a utilizando el MEF, es un análisis térmico transitorio, por sus siglas en inglés Thermal Transient Analysis, TTA.

Una vez importado, en el ambiente ANSYS se procede a discretizar el modelo o a efectuar el mallado.

Mallado.

El tipo de malla es sólida, frecuentemente se utilizan elementos tetraédricos, es necesario determinar la calidad del mallado, lo cual se efectúa analizando las estadísticas del mallado a fin de determinar la calidad del mismo en cuanto a los parámetros Skewness y Orthogonal Quality.

El Skewness mide la oblicuidad del elemento, es una de las principales medidas de calidad para una malla, determina qué tan cerca del ideal (es decir, equilátero o equiangular) está una cara o una celda, un valor de 0 indica una celda equilátera (mejor) y un valor de 1

indica una celda completamente degenerada (peor). La Orthogonal Quality mide la ortogonalidad de la cara respecto al vector trazado del centroide de la misma al centro de los lados, el rango para la calidad ortogonal es de 0 a 1, donde un valor de 0 es peor y un valor de 1 es mejor.

La malla se refina hasta obtener valores aceptables para el análisis, lo cual asegura que la convergencia de la solución será real y el error se minimiza.

Se efectuaron tres ensayos uno para cada rapidez de inicio de frenado [70 100 130] KPH y para cada material constituyente del forro, [Asbesto, Kevlar y Bioglass], en total nueve ensayos.

En la discusión, se efectúa un análisis comparativo de los resultados obtenidos según la fase con el enfoque tradicional y con la utilización del MEF, considerando cada material sustitutivo y el comportamiento térmico dentro del rango de velocidades considerado.

Para la validación de la simulación se considerará la diferencia entre los resultados de la simulación respecto a los resultados de la memoria de cálculo con el enfoque tradicional, si la misma es menor al 15% se dará por válida.

Resultados

A partir de una situación de frenado típica de un vehículo ligero, se puede estimar la energía de frenado, la potencia de frenado e intercambiando los forros de las zapatas, las temperaturas, la distribución calorífica en los forros de las zapatas y el tambor, consiguiendo unas bases de análisis que permiten discutir y concluir acerca del uso de los diferentes tipos de forro y la factibilidad de reemplazo del construido a base de asbesto, siendo verificado posteriormente mediante herramientas CAE, utilizando el MEF.

Modelo

El modelo CAD, es el indicado en la metodología, que se muestra en las figuras 14 y 16, con las propiedades físicas para el tambor y zapatas indicadas en la tabla 3 y para los revestimientos en la tabla 7.

Potencia de frenado P_b

Los valores de las variables de cálculo de la potencia de frenado $P_b(t)$ son las indicadas en la tabla 4. La estimación de la potencia de frenado $P_b(t)$ se hacen según (39), en el rango de rapidez inicial entre 70 a 130 km/h , con el procedimiento de estimación descrito en la figura 15.

Los resultados se listan en la tabla 5 y se describen gráficamente en la figura 18, se toma en consideración el reparto de frenado entre el eje delantero y trasero de 65 y 35 %, así como las dos ruedas del eje trasero, por lo que la expresión de cálculo utilizada para la potencia de frenado en cada rueda trasera es $P_b(t) = 0,35mk_k (V_1 - at)a / 2$, como puede observarse $P_b(t)$ no depende de las propiedades físicas del material del forro.

Tabla 5
Potencia de frenado

Tiempo	t (s)	0	1	2	3	4
V (70 km/h)	V (m/s)	19,44	14,58	9,72	4,86	0
	P_b (W)	23.240,50	17.430,37	11.620,25	5.810,12	0
V (80 km/h)	V (m/s)	22,22	16,67	11,11	5,56	0
	P_b (W)	30.354,94	22.766,20	15.177,47	7.588,73	0
V (90 km/h)	V (m/s)	25	18,75	12,5	6,25	0
	P_b (W)	38.417,97	28.813,48	19.208,98	9.604,49	0
V (100 km/h)	V (m/s)	27,78	20,83	13,89	6,94	0
	P_b (W)	47.429,59	35.572,19	23.714,80	11.857,40	0
V (110 km/h)	V (m/s)	30,56	22,92	15,28	7,64	0
	P_b (W)	57.389,81	43.042,35	28.694,90	14.347,45	0
V (120 km/h)	V (m/s)	33,33	25	16,67	8,33	0
	P_b (W)	68.298,61	51.223,96	34.149,31	17.074,65	0
V (130 km/h)	V (m/s)	36,11	27,08	18,06	9,03	0
	P_b (W)	80.156,01	60.117,01	40.078,00	20.039,00	0

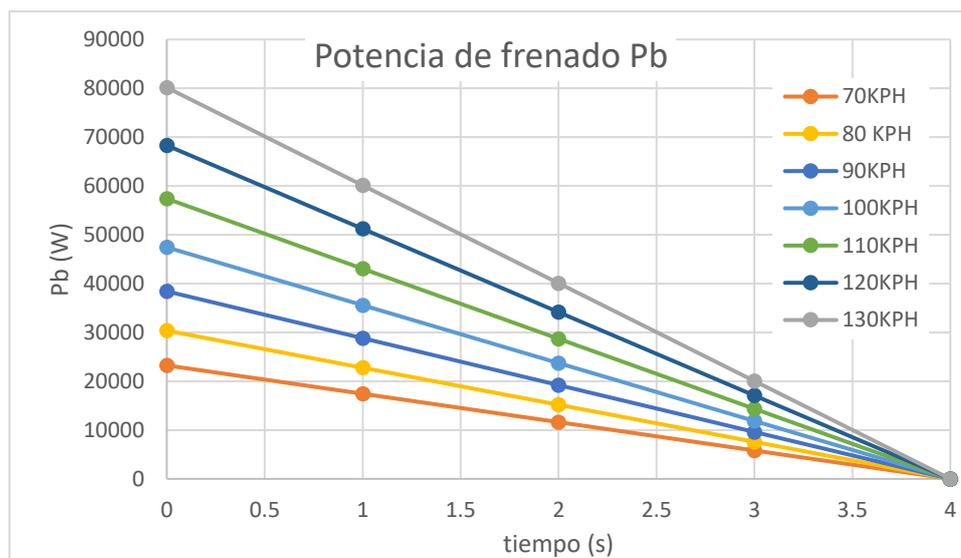


Figura 18. Potencia de frenado

Distribución de potencia calorífica entre el tambor y las zapatas

Utilizando la distribución relativa γ del flujo de calor \dot{Q}_t , ecuación (56), se estima la distribución de potencia calorífica entre el tambor y las zapatas, para ello se tienen las propiedades físicas y termo mecánicas del tambor (Ashby, 2000) y de los materiales escogidos para el forro de las zapatas (tabla 6), se utilizó el software CES EduPack2013

(Granta Design Limited, 2013), para la determinación de las propiedades de los materiales de los forros.

Tabla 6

Materiales constructivos de tambor y forros de almohadillas de zapata

Tambor	Fundición gris
Forro base	Asbesto blanco
Forro alternativo 1	Kevlar 49 fibra de aramida
Forro alternativo 2	Bioglass ceramic

En el anexo 7, se indican las propiedades de los materiales seleccionados, sin embargo, a continuación, se presentan algunas características generales.

Kevlar –Fibra de aramida.

El Kevlar es un producto de fibras de aramida de origen sintético, fabricadas por diferentes procesos de hilado y extrusión. El grupo de fibras de aramida es uno relativamente nuevo y potencialmente importante, basado en la rigidez y en la alta resistencia, que se obtiene en polímeros completamente alineados. Temperatura de trabajo máxima 300 °C.

Es fuerte pero relativamente ligero. La resistencia a la tracción específica de Kevlar 29 y Kevlar 49 es más de ocho veces mayor que la del acero, a diferencia de la mayoría de los plásticos, no se derrite, es razonablemente bueno para resistir temperaturas y se descompone solo a unos 450 °C. El Kevlar puede resistir los ataques de muchos productos químicos diferentes, aunque la exposición prolongada a ácidos o bases fuertes lo degrada con el tiempo. En las pruebas, Kevlar se mantiene casi sin cambios después de la exposición al agua caliente. (Termiser, 2018), (Granta Design Limited, 2013).

Bioglass ceramic

Características del producto:

- Maleable
- Coeficiente de fricción FF
- Bajo desgaste

Las zapatas con recubrimiento cerámico mejoran la distancia de detención, al mismo tiempo que reducen las temperaturas del extremo de la rueda, presentan los siguientes beneficios:

- Mejor potencia de parada
- Costo más bajo por milla
- Durabilidad mejorada
- Resistencia a la corrosión
- Construidas para el trabajo severo

Temperatura instantánea

Las propiedades físicas de los forros analizados, se listan en la tabla 7, los mismos son extraídos de la base de datos Cambridge Engineering Selector (CES), (Granta Design Limited, 2013).

A partir de la ecuación (57) y siguiendo el procedimiento descrito en la figura 15, se estima la temperatura instantánea de frenado en la superficie del tambor respecto a la temperatura ambiente inicial (300 °K), para cada forro de zapata.

Tabla 7
Propiedades físicas de los materiales de forros

Nombre Pro.	Sig.	Uni.	Asbesto blanco	Kevlar	Bioglass Ceramic
Densidad	ρ	Kg/m^3	2400	1445	3600
Coef. Convección	h	$W/m^2\text{°K}$	58,60	58,60	58,60
Coef. Conductividad	k	$W/m\text{°K}$	2,00	0,25	3,40
Calor Especifico	c	J/kgK	1100	1400	960
Difusividad	α	m^2/s	7,58E-07	1,24E-07	9,84E-07
Efusividad	ξ	$J/Ks^{1/2}$	2297,83	711,16	3427,89
Gamma	γ		0,842	0,945	0,781
Coef. Fricción	M		0,4	0,35	0,25
Pmax soportada	P_{maxs}	MPa	1	3	3
Tmax soportada	T_{maxs}	°K	573	518	613

En las tablas 8, se muestra el resultado de los cálculos efectuados de la temperatura en la superficie del tambor respecto al ambiente (300 °K), utilizando el forro de Asbesto.

Para este caso, se indica la variación de velocidad V , potencia de frenado Pb y ΔT_{max} , para cada rapidez inicial de frenado (70 – 130 KPH), en el tiempo de frenado de 4 (s), tomado cada 0,5 (s).

Tabla 8

 Δ Temperatura instantánea "Caso Asbesto"

Tiempo	t	(s)	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
70 KPH	V	(m/s)	19,44	17,01	14,58	12,15	9,72	7,29	4,86	2,43	0
	$Pb(t)$	(kW)	23,24	20,34	17,43	14,53	11,62	8,72	5,81	2,91	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	28,76	36,98	40,76	41,84	40,93	38,43	34,59	29,58
80 KPH	V	(m/s)	22,22	19,44	16,67	13,89	11,11	8,33	5,56	2,78	0
	$Pb(t)$	(kW)	30,35	26,56	22,77	18,97	15,18	11,38	7,59	3,79	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	37,57	48,3	53,24	54,64	53,46	50,19	45,18	38,64
90 KPH	V	(m/s)	25	21,88	18,75	15,63	12,5	9,38	6,25	3,13	0
	$Pb(t)$	(kW)	38,42	33,62	28,81	24,01	19,21	14,41	9,60	4,80	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	47,55	61,13	67,38	69,16	67,66	63,53	57,18	48,9
100 KPH	V	(m/s)	27,78	24,31	20,83	17,36	13,89	10,42	6,94	3,47	0
	$Pb(t)$	(kW)	47,43	41,50	35,57	29,64	23,71	17,79	11,86	5,93	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	65,89	84,71	93,37	95,83	93,75	88,03	79,24	67,76
110 KPH	V	(m/s)	30,56	26,74	22,92	19,1	15,28	11,46	7,64	3,82	0
	$Pb(t)$	(kW)	57,39	50,22	43,04	35,87	28,69	21,52	14,35	7,17	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	71,03	91,32	100,65	103,31	101,07	94,9	85,42	73,05
120 KPH	V	(m/s)	33,33	29,17	25	20,83	16,67	12,5	8,33	4,17	0
	$Pb(t)$	(kW)	68,30	59,76	51,22	42,69	34,15	25,61	17,07	8,54	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	84,53	108,67	119,79	122,95	120,28	112,94	101,65	86,94
130 KPH	V	(m/s)	36,11	31,6	27,08	22,57	18,06	13,54	9,03	4,51	0
	$Pb(t)$	(kW)	80,16	70,14	60,12	50,10	40,08	30,06	20,04	10,02	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	99,2	127,54	140,58	144,3	141,16	132,54	119,3	102,03

En las tablas 9, se muestra el resultado de los cálculos efectuados de la temperatura en la superficie del tambor respecto al ambiente (300 °K), utilizando el forro de Kevlar.

Para este caso, se indica la variación de velocidad V , potencia de frenado Pb y ΔT_{max} , para cada rapidez inicial de frenado (70 – 130 KPH), en el tiempo de frenado de 4 (s), tomado cada 0,5 (s).

Tabla 9
 Δ Temperatura instantánea “Caso Kevlar”

Tiempo	t	(s)	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
70 KPH	V	(m/s)	19,44	17,01	14,58	12,15	9,72	7,29	4,86	2,43	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	23,24	20,34	17,43	14,53	11,62	8,72	5,81	2,91	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	32,28	41,51	45,75	46,96	45,94	43,13	38,83	33,20
80 KPH	V	(m/s)	22,22	19,44	16,67	13,89	11,11	8,33	5,56	2,78	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	30,35	26,56	22,77	18,97	15,18	11,38	7,59	3,79	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	42,17	54,21	59,76	61,33	60,00	56,34	50,71	43,37
90 KPH	V	(m/s)	25,00	21,88	18,75	15,63	12,50	9,38	6,25	3,13	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	38,42	33,62	28,81	24,01	19,21	14,41	9,60	4,80	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	53,37	68,61	75,63	77,63	75,94	71,30	64,18	54,89
100 KPH	V	(m/s)	27,78	24,31	20,83	17,36	13,89	10,42	6,94	3,47	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	47,43	41,50	35,57	29,64	23,71	17,79	11,86	5,93	0,00
	$T(t)$	(°K)	0,00	65,89	84,71	93,37	95,83	93,75	88,03	79,24	67,76
110 KPH	V	(m/s)	30,56	26,74	22,92	19,10	15,28	11,46	7,64	3,82	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	57,39	50,22	43,04	35,87	28,69	21,52	14,35	7,17	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	79,72	102,49	112,98	115,96	113,44	106,52	95,87	82,00
120 KPH	V	(m/s)	33,33	29,17	25,00	20,83	16,67	12,50	8,33	4,17	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	68,30	59,76	51,22	42,69	34,15	25,61	17,07	8,54	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	94,88	121,98	134,45	138,00	135,00	126,76	114,10	97,58
130 KPH	V	(m/s)	36,11	31,60	27,08	22,57	18,06	13,54	9,03	4,51	0,00
	$Pb(t)$	(KW)	80,16	70,14	60,12	50,10	40,08	30,06	20,04	10,02	0,00
	$\Delta T(t)$	(°K)	0,00	111,35	143,15	157,79	161,96	158,44	148,77	133,91	114,52

En las tablas 10, se muestra el resultado de los cálculos efectuados de la temperatura en la superficie del tambor respecto al ambiente (300 °K), utilizando el forro de Bioglass.

Para este caso, se indica la variación de velocidad V , potencia de frenado Pb y ΔT_{max} , para cada rapidez inicial de frenado (70 – 130 KPH), en el tiempo de frenado de 4 (s), tomado cada 0,5 (s).

Tabla 10

ΔTemperatura instantánea "Caso Bioglass"

Tiempo	t	(s)	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
70 KPH	V	(m/s)	19,44	17,01	14,58	12,15	9,72	7,29	4,86	2,43	0
	$Pb(t)$	(kW)	23,24	20,34	17,43	14,53	11,62	8,72	5,81	2,91	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	26,69	34,31	37,82	38,82	37,98	35,66	32,1	27,45
80 KPH	V	(m/s)	22,22	19,44	16,67	13,89	11,11	8,33	5,56	2,78	0
	$Pb(t)$	(kW)	30,35	26,56	22,77	18,97	15,18	11,38	7,59	3,79	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	34,86	44,82	49,4	50,71	49,6	46,58	41,92	35,85
90 KPH	V	(m/s)	25	21,88	18,75	15,63	12,5	9,38	6,25	3,13	0
	$Pb(t)$	(kW)	38,42	33,62	28,81	24,01	19,21	14,41	9,60	4,80	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	44,12	56,72	62,52	64,17	62,78	58,95	53,06	45,38
100 KPH	V	(m/s)	27,78	24,31	20,83	17,36	13,89	10,42	6,94	3,47	0
	$Pb(t)$	(kW)	47,43	41,50	35,57	29,64	23,71	17,79	11,86	5,93	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	54,47	70,03	77,19	79,23	77,51	72,78	65,51	56,02
110 KPH	V	(m/s)	30,56	26,74	22,92	19,1	15,28	11,46	7,64	3,82	0
	$Pb(t)$	(kW)	57,39	50,22	43,04	35,87	28,69	21,52	14,35	7,17	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	65,91	84,73	93,4	95,87	93,78	88,06	79,26	67,79
120 KPH	V	(m/s)	33,33	29,17	25	20,83	16,67	12,5	8,33	4,17	0
	$Pb(t)$	(kW)	68,30	59,76	51,22	42,69	34,15	25,61	17,07	8,54	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	78,44	100,84	111,15	114,09	111,61	104,8	94,33	80,67
130 KPH	V	(m/s)	36,11	31,6	27,08	22,57	18,06	13,54	9,03	4,51	0
	$Pb(t)$	(kW)	80,16	70,14	60,12	50,10	40,08	30,06	20,04	10,02	0
	$\Delta T(t)$	(°K)	0	92,05	118,35	130,45	133,89	130,99	122,99	110,7	94,68

En la figura 19 (Temperatura instantánea de frenado “Caso Asbesto”), se indica la Δ temperatura instantánea de frenado en la superficie del tambor, para el forro de zapata de material de asbesto, para cada rapidez inicial de frenado, en el rango de 70 a 130 KPH, cada 0,5 (s).

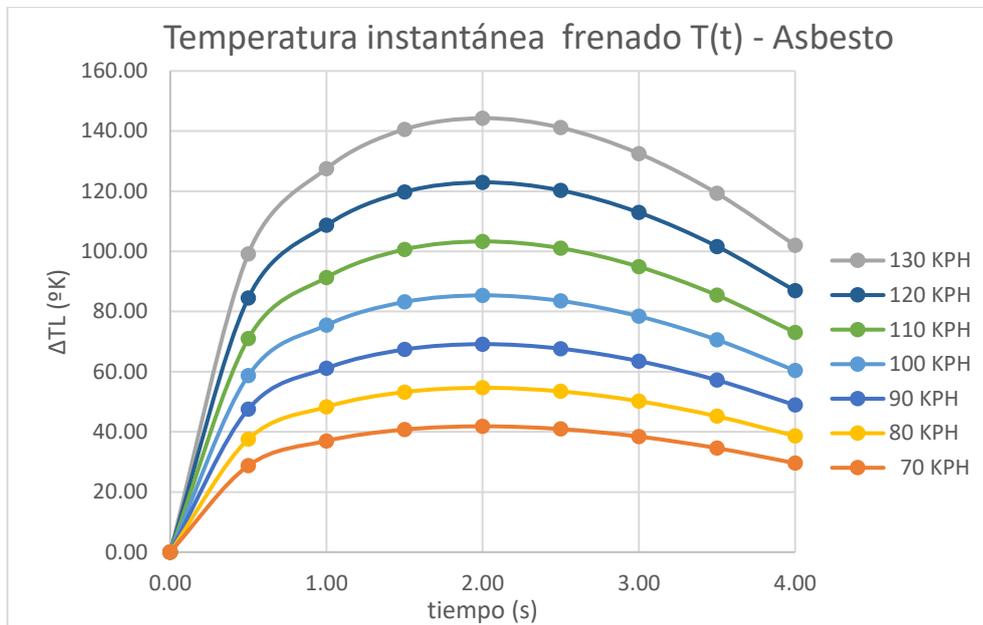


Figura 19. Temperatura instantánea de frenado “Caso Asbesto”

De manera análoga se indica la temperatura instantánea del Kevlar, para cada caso de rapidez inicial de frenado, tal como se muestra en las figuras 20

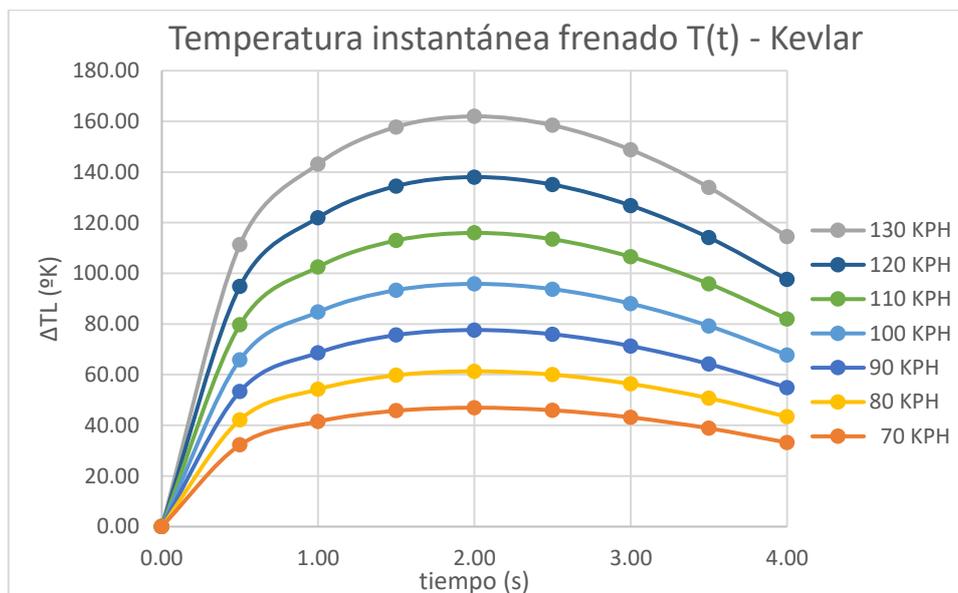


Figura 20. Temperatura instantánea de frenado “Caso Kevlar”

Como en los dos casos anteriores, de manera análoga se indica la temperatura instantánea del Bioglass, para cada caso de rapidez inicial de frenado, tal como se muestra en las figuras 21.

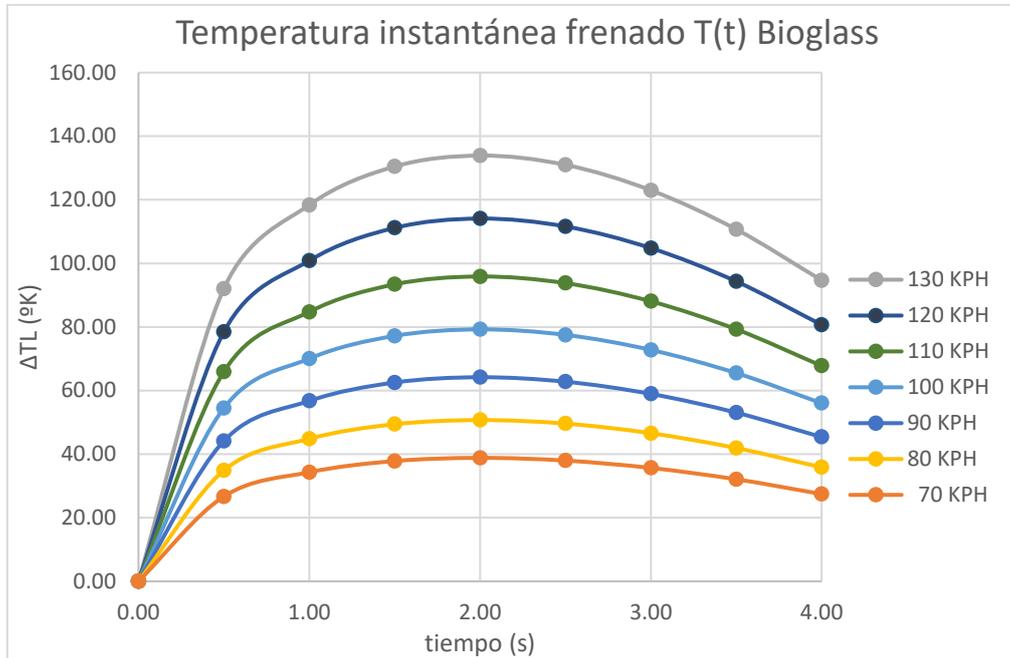


Figura 21. Temperatura instantánea de frenado “Caso Bioglass”

Resultados de temperatura generada por fuerza aplicada en zapata

Se procede a desarrollar el procedimiento descrito para conseguir la relación entre la temperatura generada en la superficie del tambor y la fuerza aplicada en las zapatas (figura 16), para los tres casos de material utilizado para los forros de las zapatas, se especifican a continuación.

Para el caso 1 (Asbesto).

Material forro: Asbesto
 Coeficiente de roce: 0,40
 Tiempo de frenado: 4 (s)

En la tabla 11, se muestran los resultados del procedimiento descrito en la figura 16, para el caso de forro de asbesto.

Tabla 11

Resultados de aplicación de algoritmo para Asbesto

V(km/h)	70,00	80,00	90,00	100,00	110,00	120,00	130,00
V(m/s)	19,44	22,22	25,00	27,78	30,56	33,33	36,11
a(m/s ²)	4,86	5,56	6,25	6,94	7,64	8,33	9,03
w(rad/s)	62,63	71,58	80,53	89,48	98,42	107,37	116,32
Eb (Joul)	92.962,00	121.419,75	153.671,88	189.718,36	229.559,22	273.194,44	320.624,04
P _b (W)	23.240,50	30.354,94	38.417,97	47.429,59	57.389,81	68.298,61	80.156,01
Tr (mN)	371,06	424,07	477,07	530,08	583,09	636,10	689,11
P _a (kPa)	664,80	759,77	854,74	949,71	1.044,68	1.139,66	1.234,63
Mn (mN)	650,99	743,98	836,98	929,98	1.022,98	1.115,98	1.208,98
Mf (mN)	293,79	335,76	377,73	419,70	461,66	503,63	545,60
F (N)	1.623,64	1.855,59	2.087,53	2.319,48	2.551,43	2.783,38	3.015,33
Tmax (°K)	41,84	54,64	69,16	85,38	103,31	122,95	144,30

Para el caso 2 (Kevlar).

Material forro: Kevlar

Coefficiente de roce: 0,35

Tiempo de frenado: 4 (s)

En la tabla 12, se muestran los resultados del procedimiento descrito en la figura 16, para el caso de forro de Kevlar.

Tabla 12

Resultados de aplicación de algoritmo para Kevlar

V(km/h)	70	80	90	100	110	120	130
V(m/s)	19,44	22,22	25	27,78	30,56	33,33	36,11
a(m/s ²)	4,86	5,56	6,25	6,94	7,64	8,33	9,03
w(rad/s)	62,63	71,58	80,53	89,48	98,42	107,37	116,32
Eb (Joul)	92.962,00	121.419,75	153.671,88	189.718,36	229.559,22	273.194,44	320.624,04
P _b (W)	23.240,50	30.354,94	38.417,97	47.429,59	57.389,81	68.298,61	80.156,01
Tr (mN)	371,06	424,07	477,07	530,08	583,09	636,1	689,11
P _a (kPa)	759,77	868,31	976,85	1.085,39	1.193,93	1.302,46	1.411,00
Mn (mN)	743,98	850,27	956,55	1.062,84	1.169,12	1.275,40	1.381,69
Mf (mN)	293,79	335,76	377,73	419,7	461,66	503,63	545,6
F (N)	2.046,36	2.338,69	2.631,03	2.923,37	3.215,70	3.508,04	3.800,37
Tmax (°K)	46,96	61,33	77,63	95,83	115,96	138	161,96

Para el caso 3 (Bioglass).

Material forro: Bioglass
 Coeficiente de roce: 0,25
 Tiempo de frenado: 4 (s)

En la tabla 13, se muestran los resultados del procedimiento descrito en la figura 16, para el caso de forro de Bioglass.

Tabla 13

Resultados de aplicación de algoritmo para Bioglass

V(km/h)	70	80	90	100	110	120	130
V(m/s)	19,44	22,22	25	27,78	30,56	33,33	36,11
a(m/s ²)	4,86	5,56	6,25	6,94	7,64	8,33	9,03
w(rad/s)	62,63	71,58	80,53	89,48	98,42	107,37	116,32
Eb (Joul)	92.962,00	121.419,75	153.671,88	189.718,36	229.559,22	273.194,44	320.624,04
P _b (W)	23.240,50	30.354,94	38.417,97	47.429,59	57.389,81	68.298,61	80.156,01
Tr (mN)	371,06	424,07	477,07	530,08	583,09	636,1	689,11
P _a (kPa)	1.063,68	1.215,63	1.367,59	1.519,54	1.671,50	1.823,45	1.975,40
Mn (mN)	1.041,58	1.190,38	1.339,17	1.487,97	1.636,77	1.785,56	1.934,36
Mf (mN)	293,79	335,76	377,73	419,7	461,66	503,63	545,6
F (N)	3.399,06	3.884,63	4.370,21	4.855,79	5.341,37	5.826,95	6.312,53
Tmax (°K)	38,82	50,71	64,17	79,23	95,87	114,09	133,89

Resultados de análisis por el MEF.

Una vez importado el modelo (figura 17), al ambiente ANSYS se procedió al mallado con elementos, como se indicó en la metodología,

Tipo de malla.

Mixta (Hexaédrica y Tetraédrica), tetraédrica en la mayoría del modelo y los elementos hexaédricos se limitan al forro de la zapata, como se indica en la figura 22.

Estadísticas del mallado:

Nº de Elementos: 166.431

Nº de Nodos: 280.617

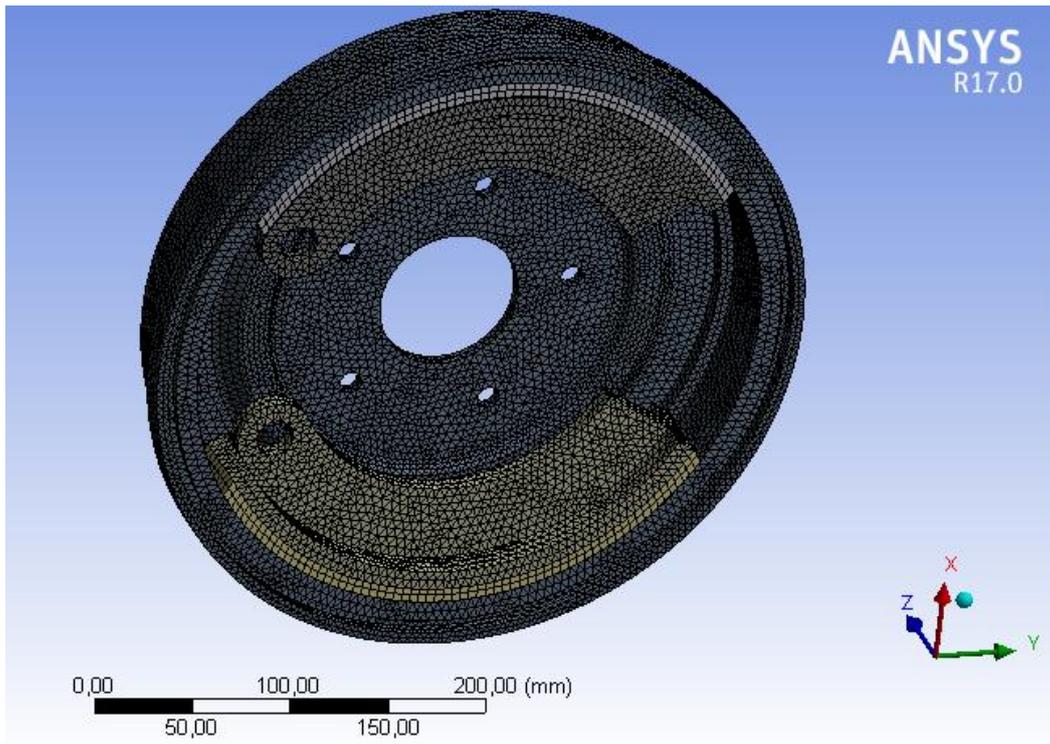


Figura 22. Mallado del modelo

Calidad del Mallado:

Se analizaron las estadísticas del mallado a fin de determinar la calidad del mismo en comparativa a dos puntos de referencias como lo son el Skewness y Orthogonal Quality.

La malla fue refinada hasta obtener valores aceptables para el análisis, lo cual asegura que la convergencia de la solución será real y el error se minimiza.

Skewness: Se obtuvo un valor máximo de 0,93, siendo el máximo valor aceptable de 0,94. Por lo tanto la malla es de buena calidad (figura 23).

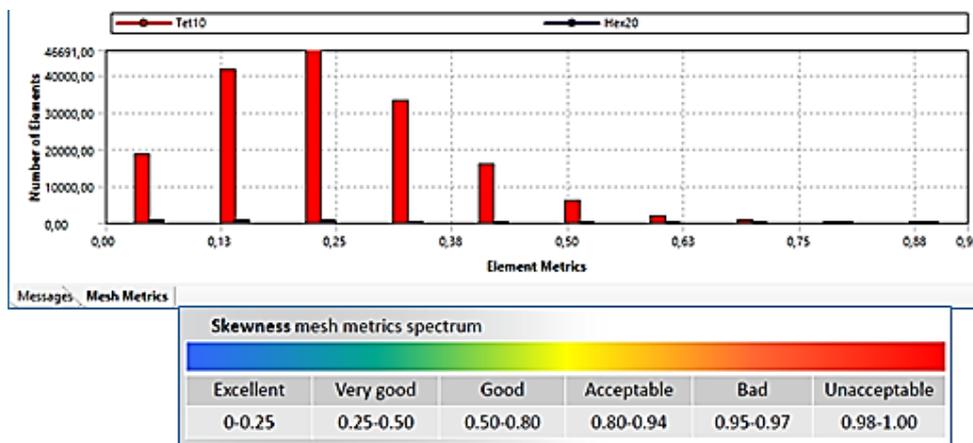


Figura 23. Skewness

Orthogonal Quality: Se obtuvo un valor mínimo de 0,20, siendo el mínimo valor aceptable de 0,15. Por lo tanto la malla es de buena calidad (figura 24).

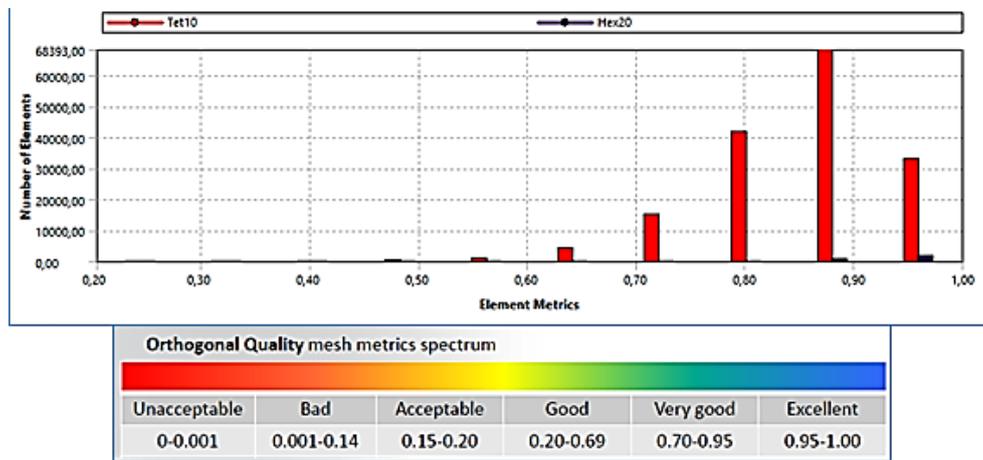


Figura 24. Orthogonal Quality

Análisis N°1 (ASBESTOS 70 KPH)

Material del forro de la zapata: Asbestos

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 25.

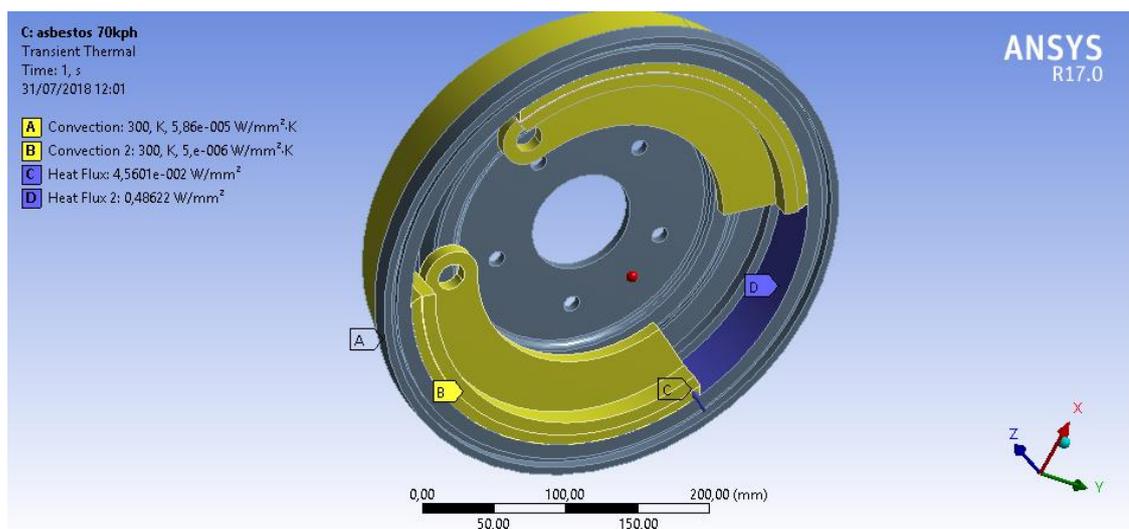


Figura 25. Condiciones de borde – Análisis N°1 (Asbestos 70KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 26 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 343,68 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 43,68°K.

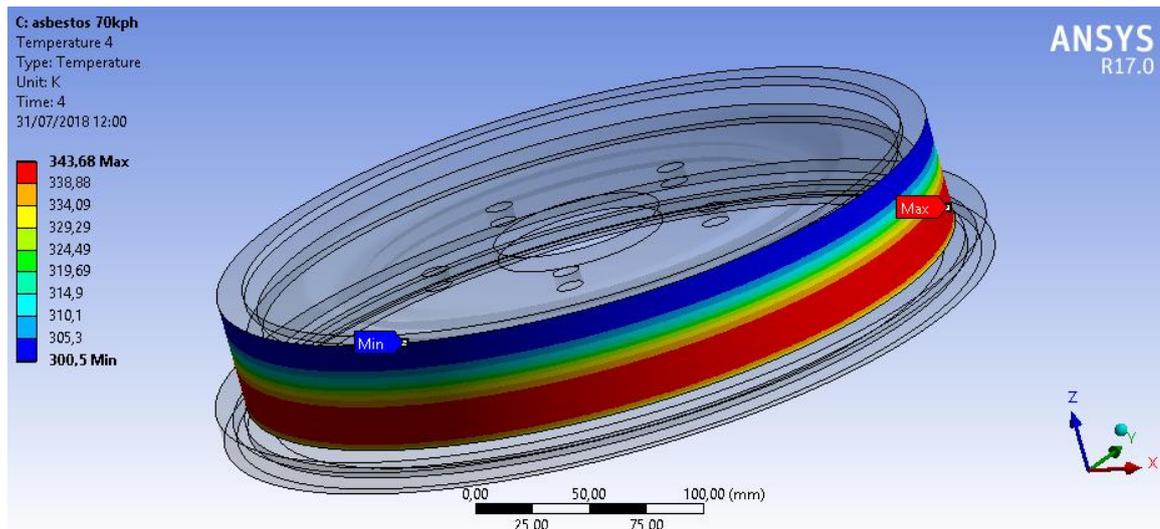


Figura 26. Resultado – Análisis N°1 (Asbestos 70KPH)

Análisis N°2 (ASBESTOS 100 KPH)

Material del forro de la zapata: Asbestos

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 27.

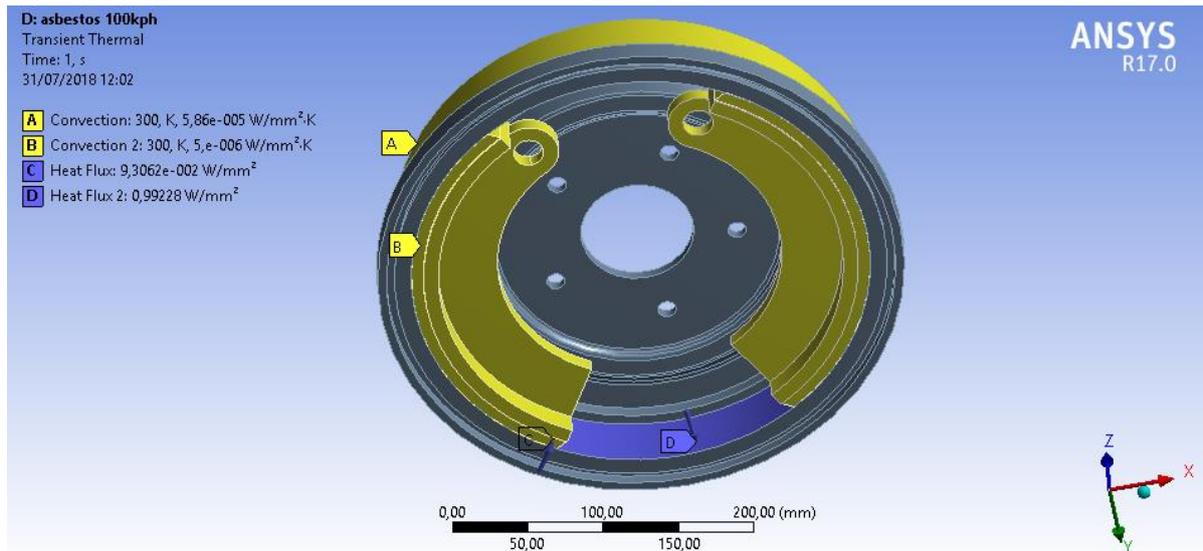


Figura 27. Condiciones de borde – Análisis N°2 (Asbestos 100KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 28 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 389,15 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 89,15°K.

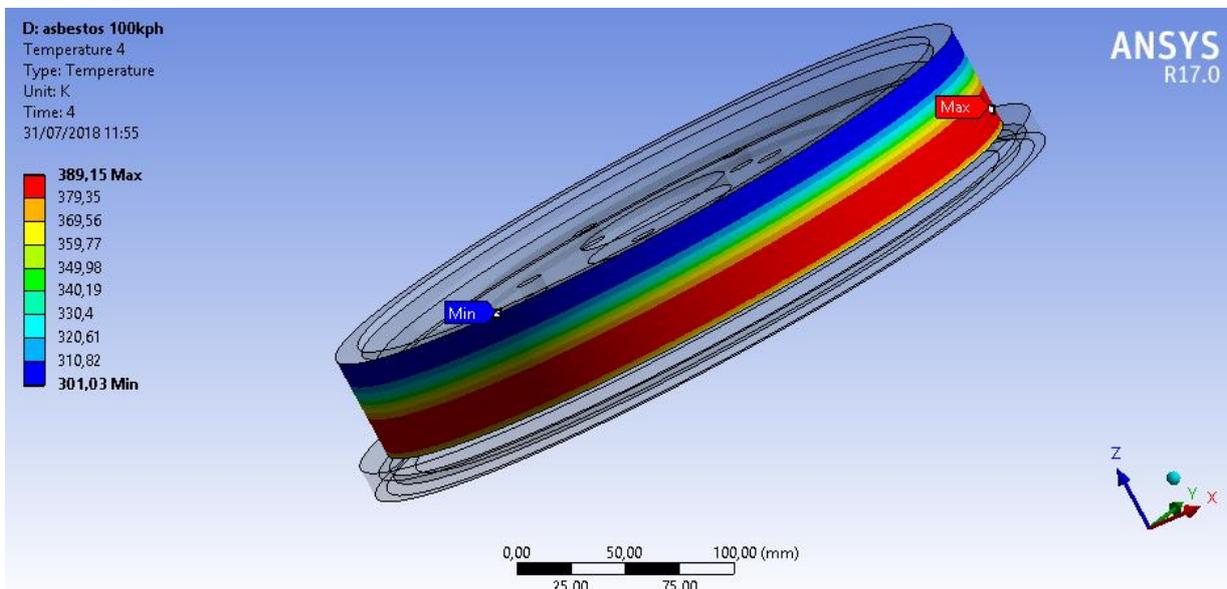


Figura 28. Resultado – Análisis N°2 (Asbestos 100KPH)

Análisis N°3 (ASBESTOS 130 KPH)

Material del forro de la zapata: Asbestos

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 29.

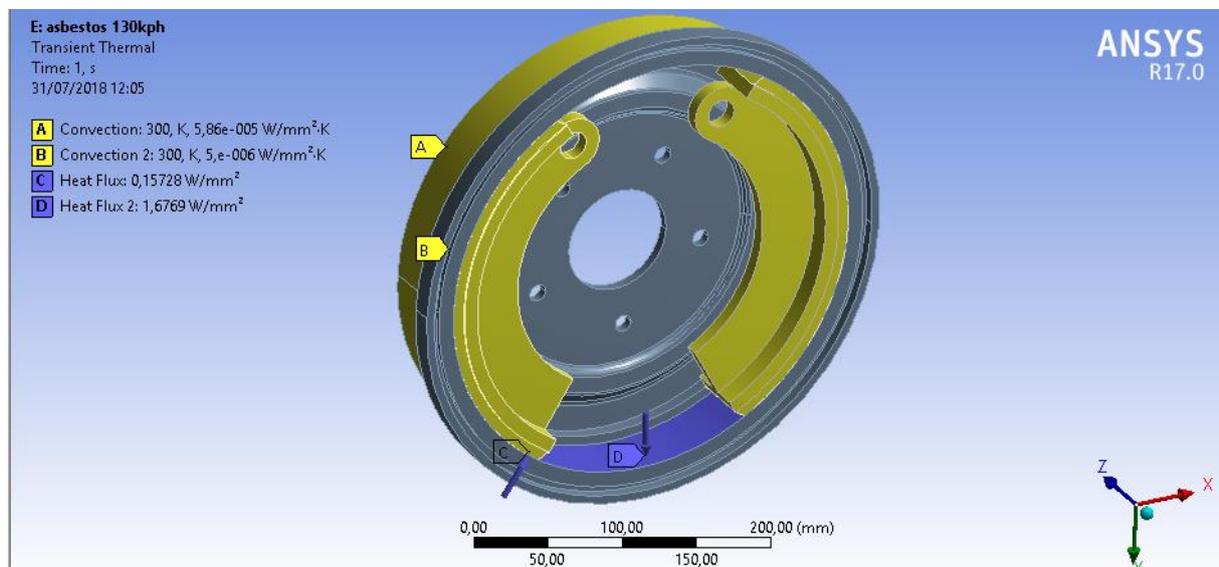


Figura 29. Condiciones de borde – Análisis N°3 (Asbestos 130KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 30 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 450,66 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 150,66°K.

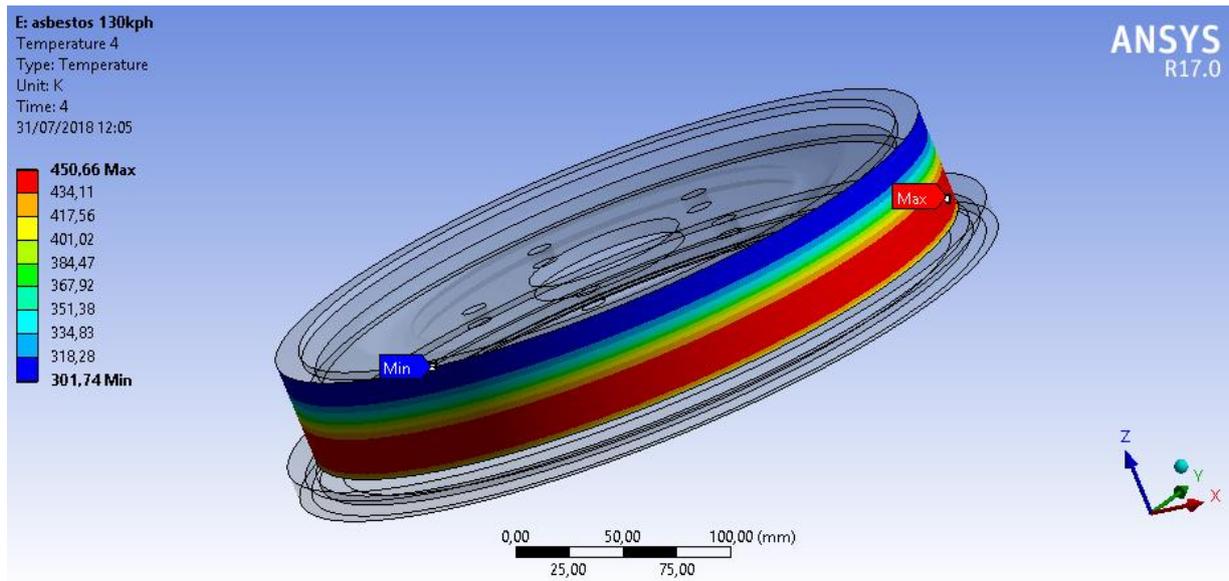


Figura 30. Resultado – Análisis N°3 (Asbestos 130KPH)

Análisis N°4 (KEVLAR 70 KPH)

Material del forro de la zapata: Kevlar

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 31.

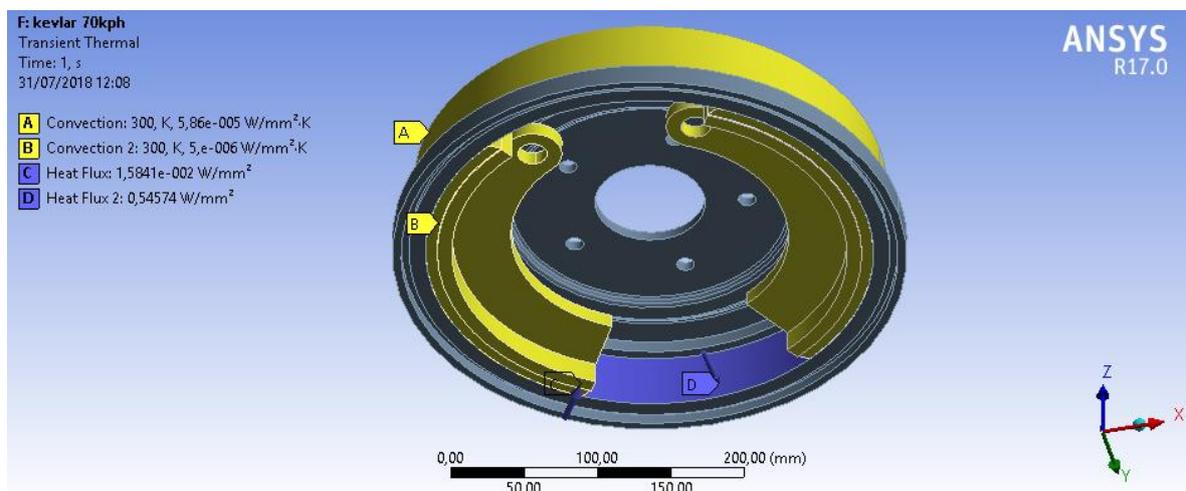


Figura 31. Condiciones de borde – Análisis N°4 (Kevlar 70KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 32 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 349,03 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 49,03°K.

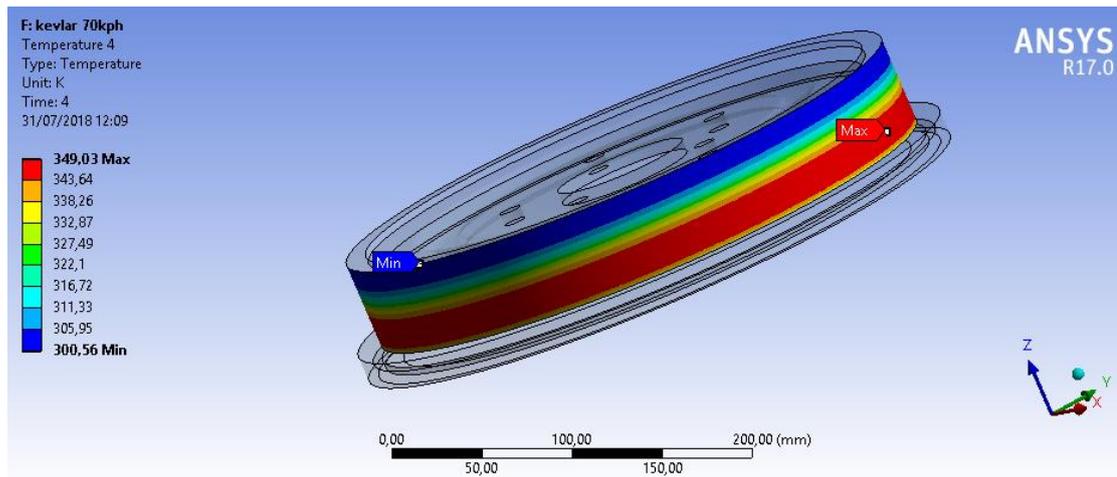


Figura 32. Resultado – Análisis N°4 (Kevlar 70KPH)

Análisis N°5 (KEVLAR 100 KPH)

Material del forro de la zapata: Kevlar

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 33.

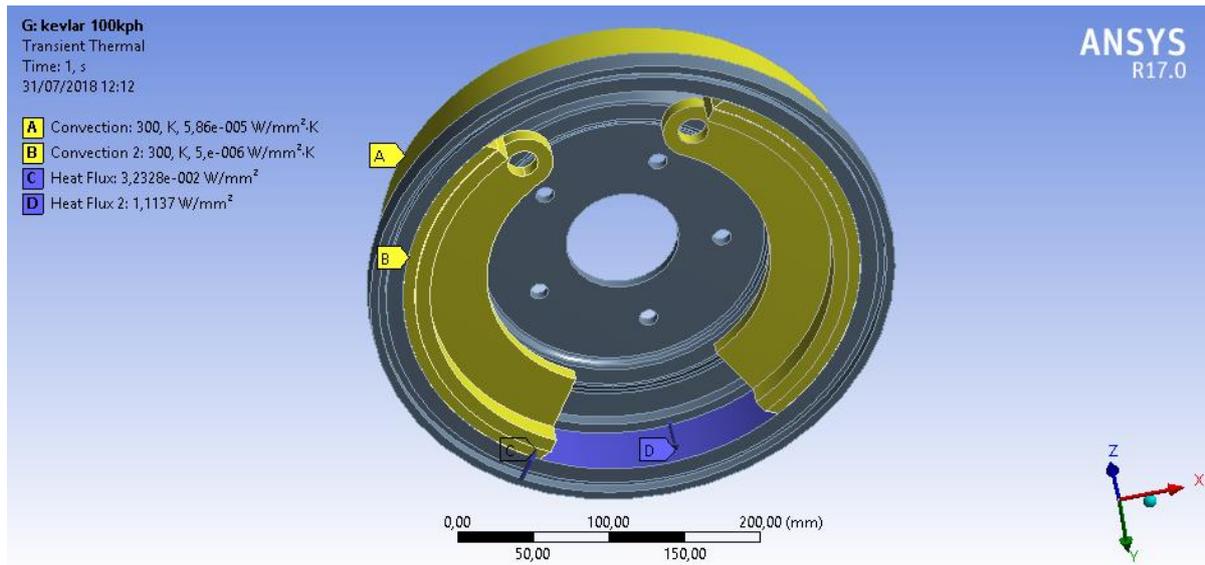


Figura 33. Condiciones de borde – Análisis N°5 (Kevlar 100KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 34 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 400,06 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 100,06°K.

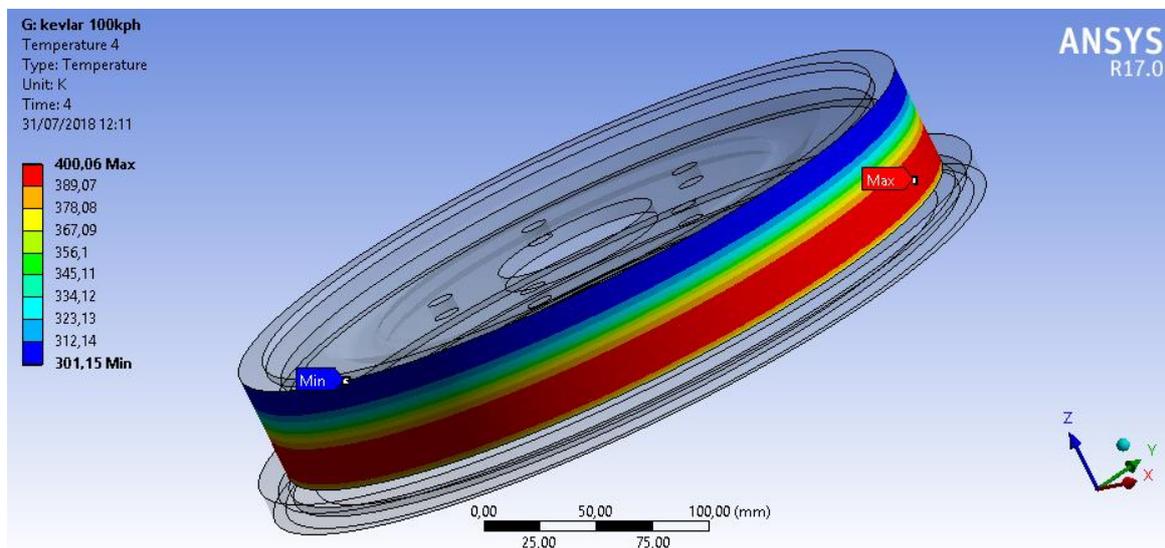


Figura 34. Resultado – Análisis N°5 (Kevlar 100KPH)

Análisis N°6 (KEVLAR 130 KPH)

Material del forro de la zapata: Kevlar

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 35.

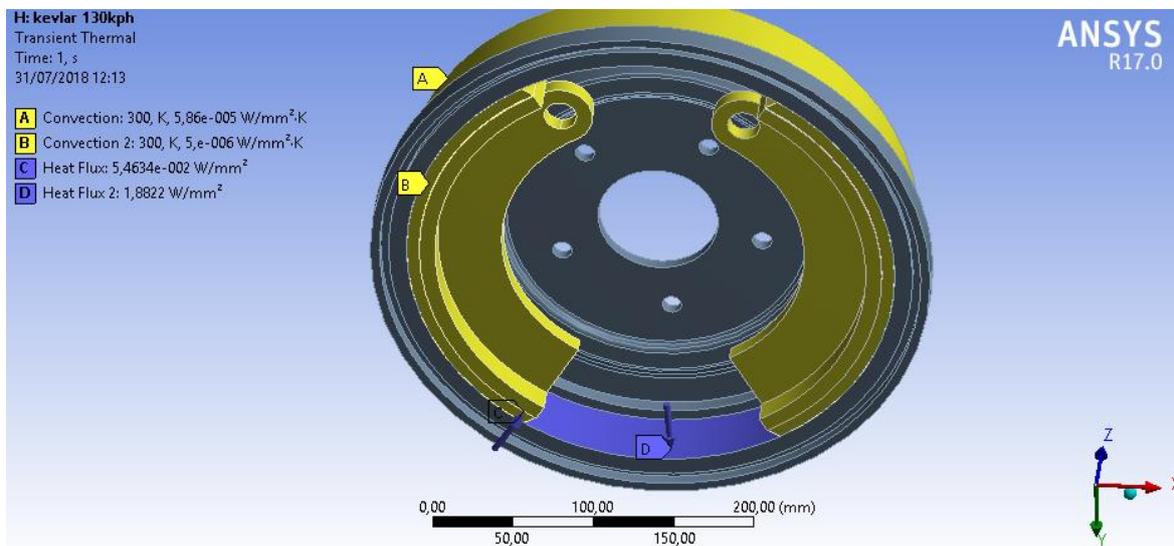


Figura 35. Condiciones de borde – Análisis N°6 (Kevlar 130KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 36 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 469,1 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 169,1°K.

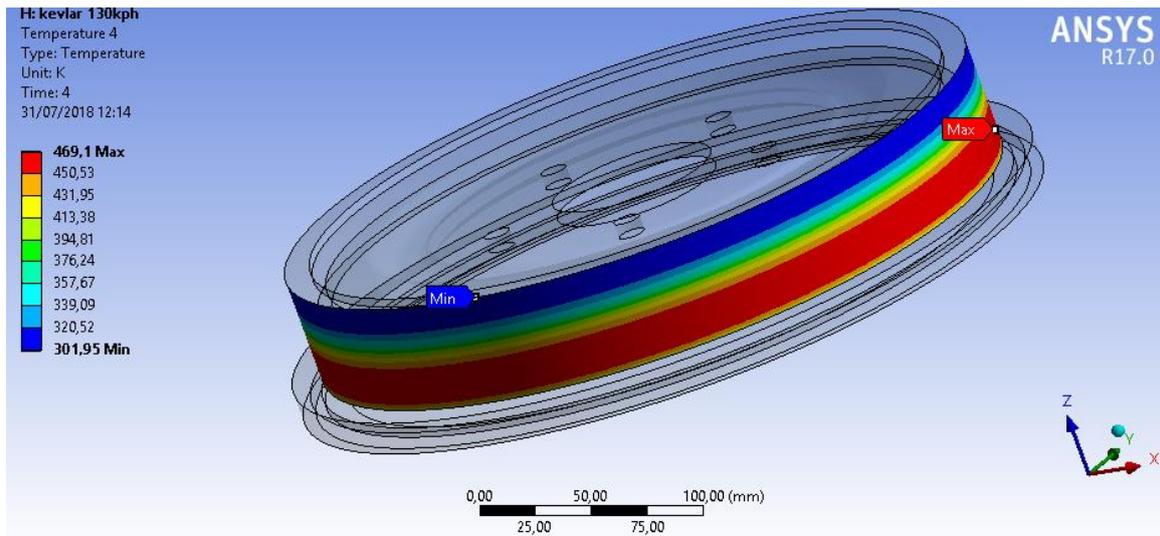


Figura 36. Resultado – Análisis N°6 (Kevlar 130KPH)

Análisis N°7 (BIOGLASS 70 KPH)

Material del forro de la zapata: Bioglass Ceramic

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 37.

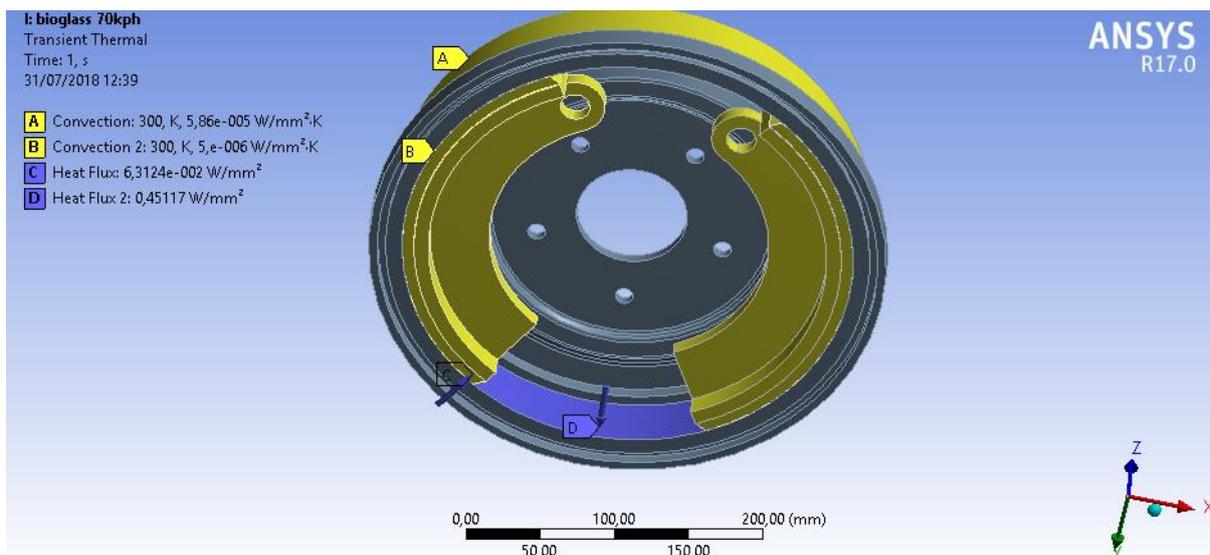


Figura 37. Condiciones de borde – Análisis N°7 (Bioglass 70KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 38 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 340,53 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 40,53°K.

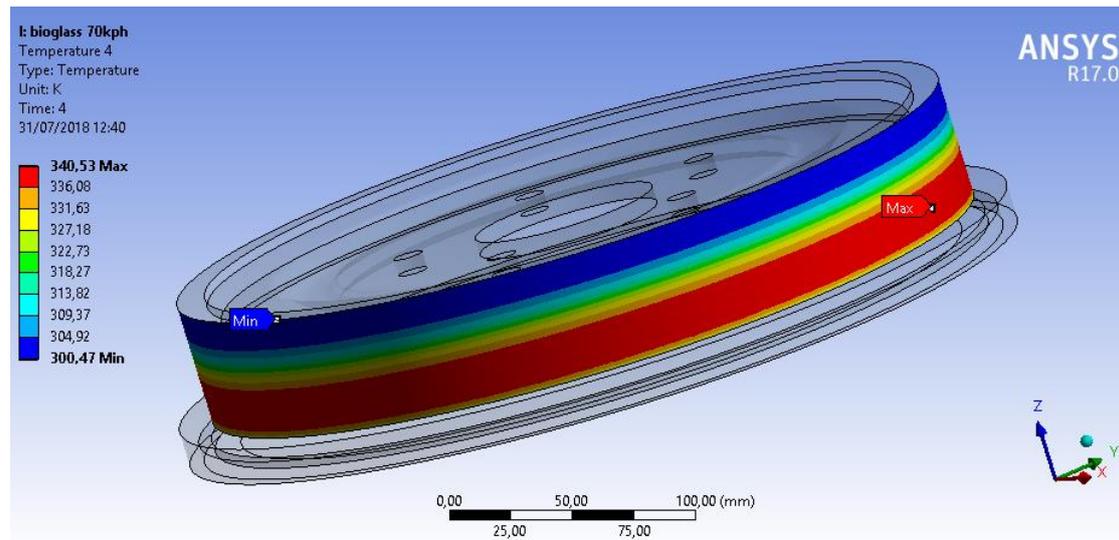


Figura 38. Resultado – Análisis N°7 (Bioglass 70KPH)

Análisis N°8 (BIOGLASS 100 KPH)

Material del forro de la zapata: Bioglass Ceramic

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 39.

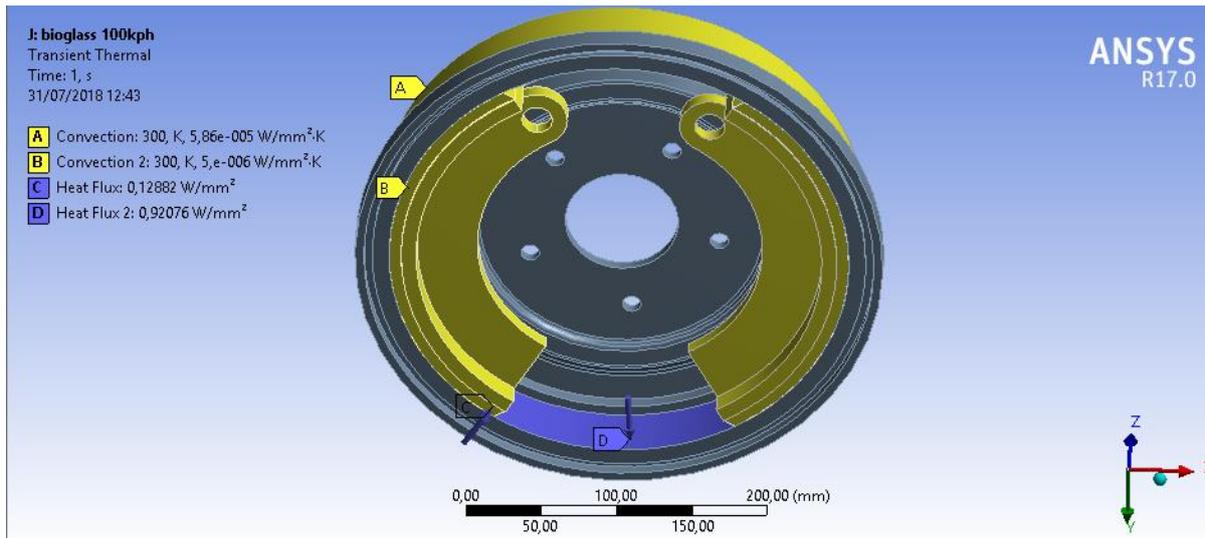


Figura 39. Condiciones de borde – Análisis N°8 (Bioglass 100KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 40 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 382,72 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 82,72°K.

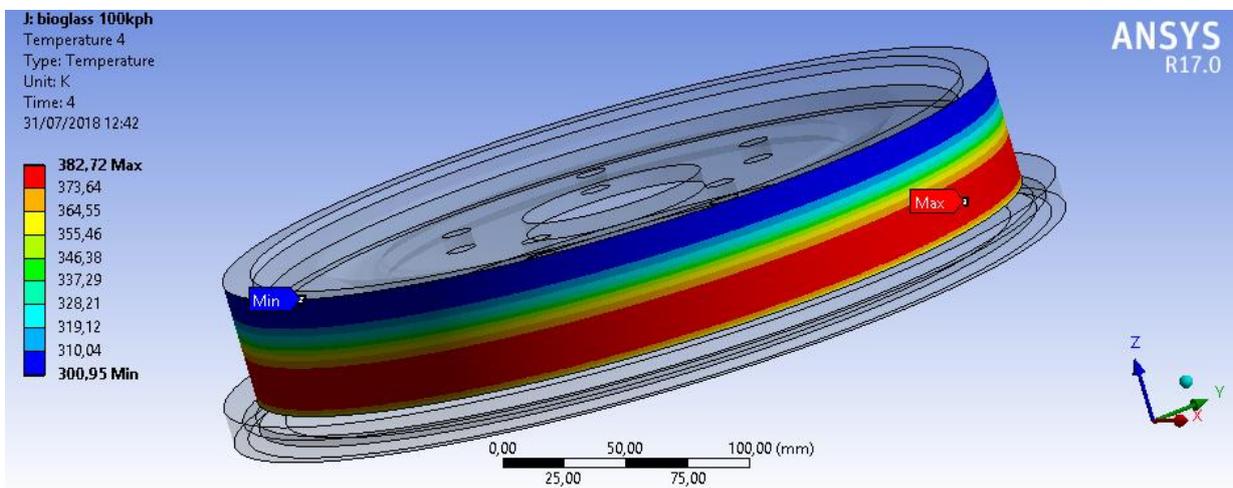


Figura 40. Resultado – Análisis N°8 (Bioglass 100KPH)

Análisis N°9 (BIOGLASS 130 KPH)

Material del forro de la zapata: Bioglass Ceramic

Materiales de la zapata y el tambor: Fundición de Hierro Gris

Condiciones de borde: Se introdujeron cargas térmicas de aporte calorífico debidas a la fricción entre el forro de las zapatas y el tambor, así como un flujo de calor por convección en la cara externa del tambor y las zapatas, esto debido al efecto del viento. Las magnitudes y ubicación de las cargas se ilustran en la figura 41.

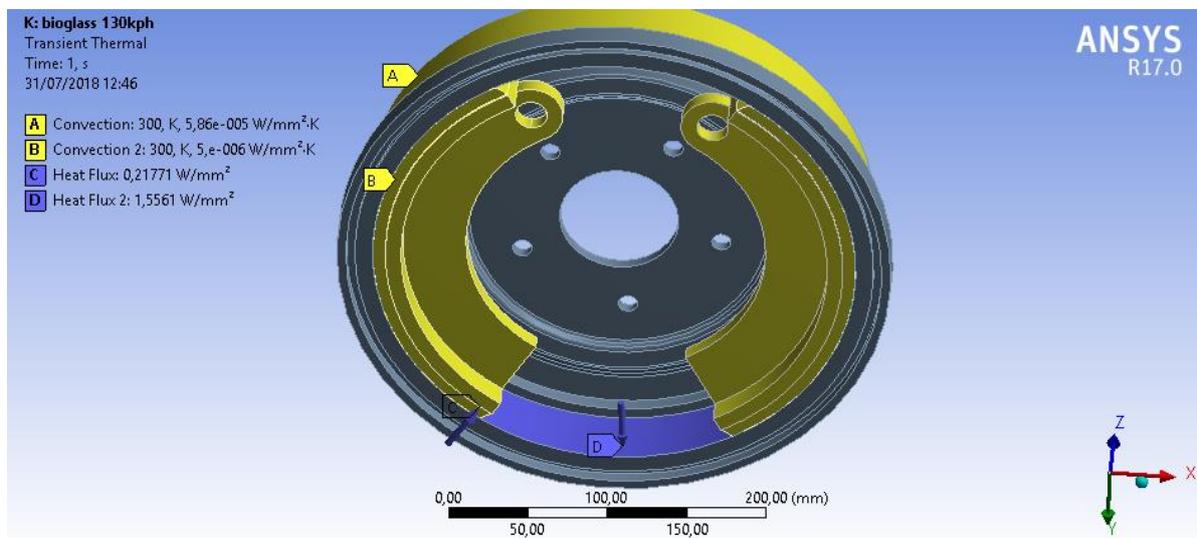


Figura 41. Condiciones de borde – Análisis N°9 (Bioglass 130KPH)

El resultado de interés a evaluar es la temperatura en la superficie externa de la cara del tambor que está en contacto con el forro de la zapata. En la figura 42 se puede observar el comportamiento gráfico de la distribución de temperatura en esta superficie, siendo la máxima temperatura alcanzada luego de 4 (s) de iniciado el proceso de transferencia de calor de 439,8 °K. Lo que implica un aumento diferencial en referencia a la temperatura inicial de 139,8°K.

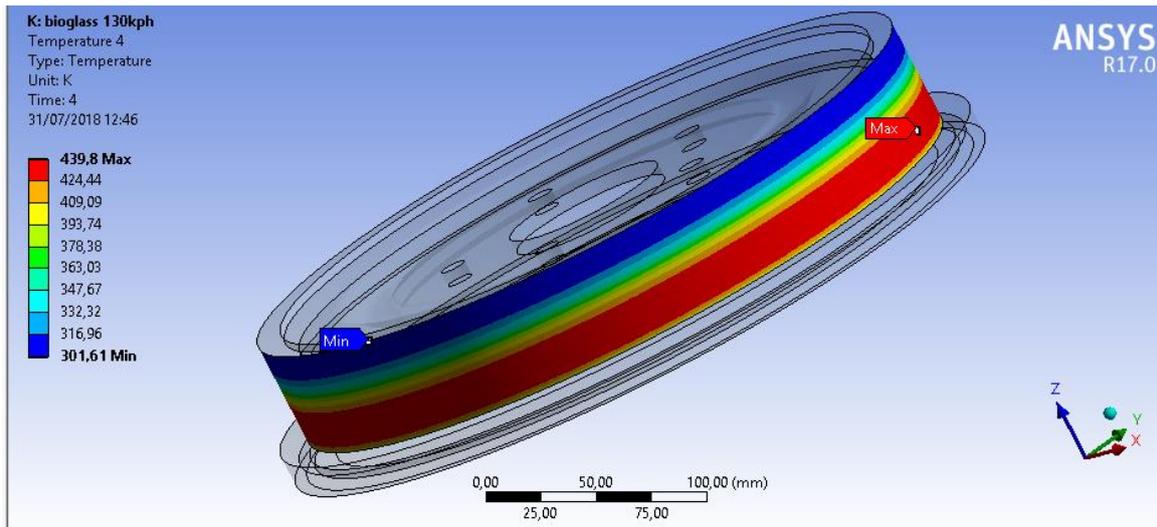


Figura 42. Resultado – Análisis N°9 (Bioglass 130KPH)

Resumen de resultados – MEF

Después de realizadas las nueve simulaciones a continuación, se presentará la tabla 14, donde se mostrara el resumen de los resultados de temperatura en la superficie del tambor para cada materia y con los valores de rapidez comprendidos entre 70 KPH a 130 KPH, los cuales fueron obtenidos a través del método de elementos finitos.

Tabla 14

Resumen de los resultados - MEF

Material	V(km/h)	TMEF (°K)
asbesto	70	43,68
asbesto	100	89,15
asbesto	130	150,66
kevlar	70	49,03
kevlar	100	100,06
kevlar	130	169,10
bioglass	70	40,53
bioglass	100	82,72
bioglass	130	139,80

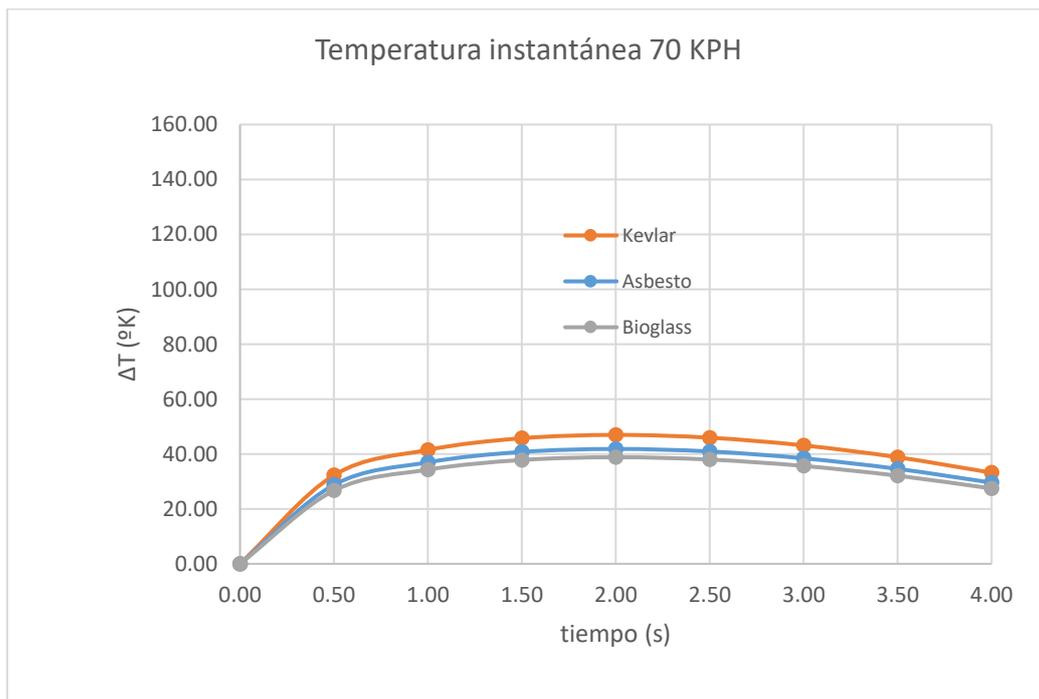
Nota: Temperatura medida en la cara externa del tambor, en la zona de contacto zapata – tambor.

Discusión de resultados

Comparaciones de temperatura calculada convencionalmente en los forros de zapata

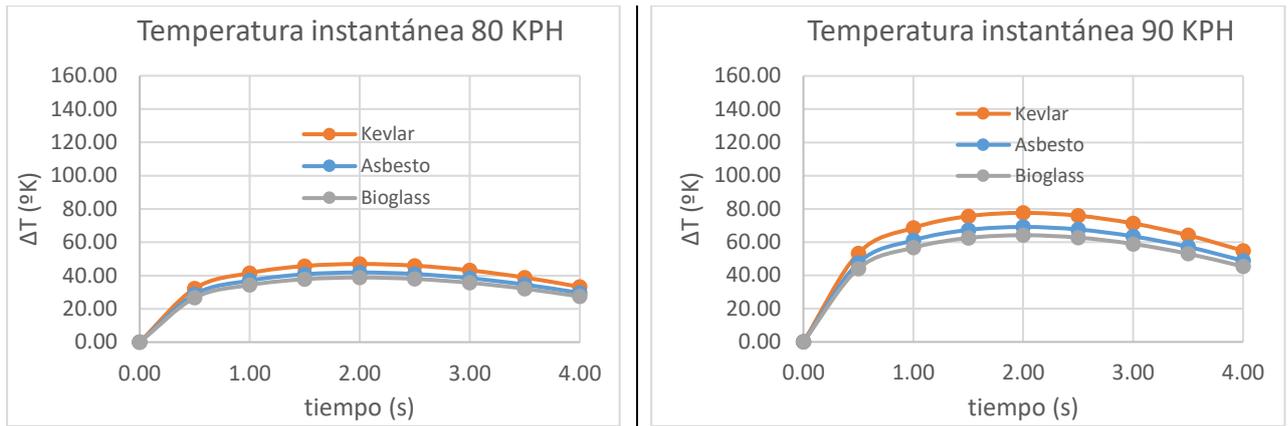
En las figuras 43 (70 KPH), 44 (80 y 90 KPH), se puede contrastar cualitativamente el incremento de la temperatura instantánea en la superficie del tambor respecto a la temperatura ambiente, durante el tiempo de frenado de 4 (s), para los materiales constructivos Amianto, Kevlar y Bioglass, considerando la rapidez inicial de frenado en el rango en estudio, que se encuentra en el rango de $70km/h \leq V_0^{frenado} \leq 130km/h$, cada diagrama está construido a partir de los datos aportados por las tablas 8, 9 y 10 de resultados.

Como puede apreciarse, los comportamientos de temperatura para cada velocidad, son equivalentes, la temperatura que adquiere el forro de Kevlar siempre es mayor que la del amianto, y la del Bioglass la menor.



KPH	ΔT_{max} -Kevlar (°K)	ΔT_{max} -Asbesto (°K)	ΔT_{max} -Bioglass (°K)
70	46,96	41,84	38,82

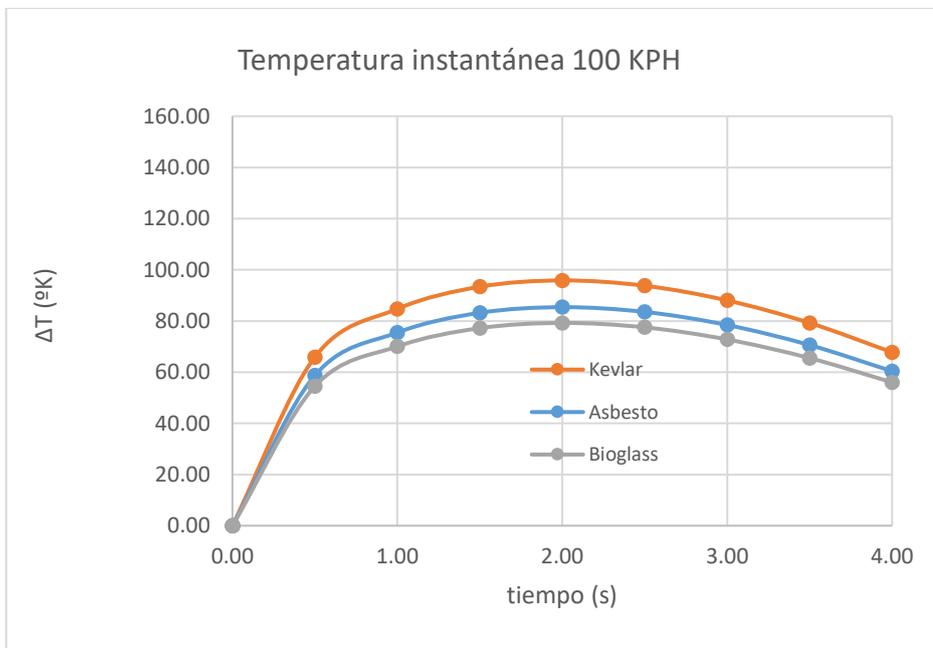
Figura 43. Temperaturas instantáneas de frenado 70 KPH “Tres casos”



KPH	$\Delta T_{\text{max-Kevlar}} (^\circ\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Asbesto}} (^\circ\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Bioglass}} (^\circ\text{K})$
80	61,33	54,64	50,71
90	77,63	69,16	64,17

Figura 44. Temperaturas instantáneas de frenado 80 KPH y 90 KPH “Tres casos”

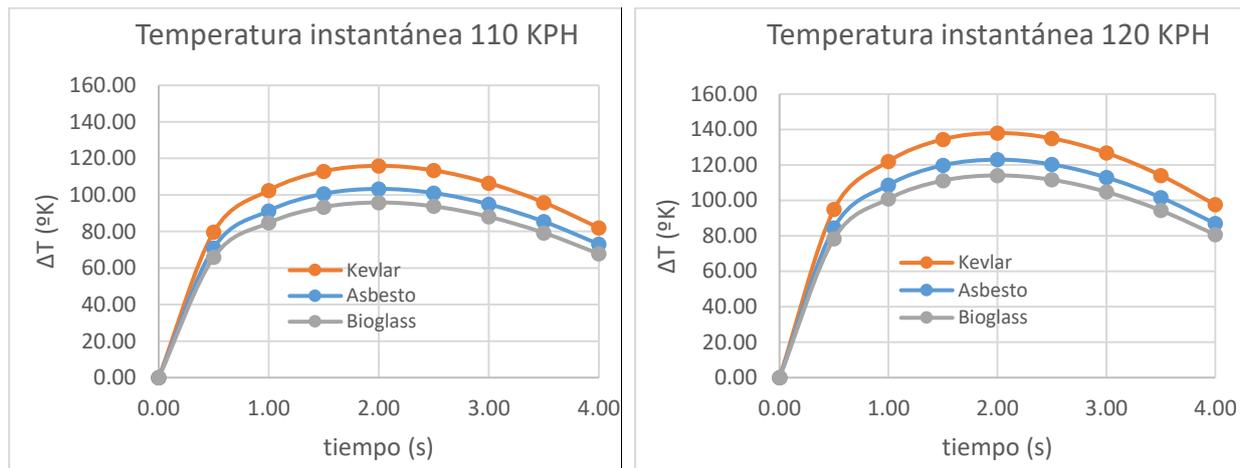
Como en el análisis anterior en la figuras 45 (100 KPH), se puede contrastar cualitativamente el incremento de la temperatura instantánea en la superficie del tambor respecto a la temperatura ambiente, siempre tomando en cuenta las mismas condiciones aplicadas en el análisis de la figura 43 y 44.



KPH	$\Delta T_{\text{max-Kevlar}} (^\circ\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Asbesto}} (^\circ\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Bioglass}} (^\circ\text{K})$
100	95,83	85,38	79,23

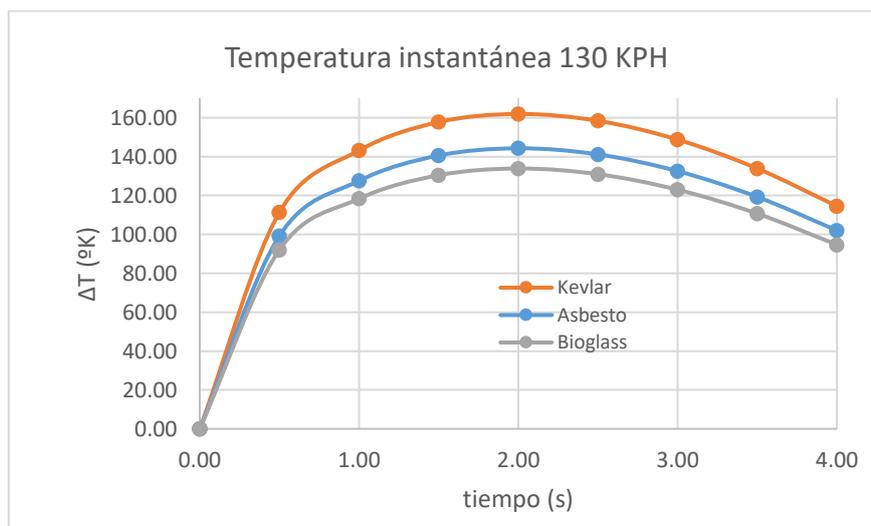
Figura 45. Temperaturas instantáneas de frenado 100 KPH “Tres casos”

Se puede contrastar cualitativamente el incremento de la temperatura instantánea en la superficie del tambor respecto a la temperatura ambiente como se muestran en las figuras 46 (110 KPH), 47 (120 y 130 KPH), durante el tiempo de frenado de 4 (s), para los materiales constructivos Amianto, Kevlar y Bioglass, cada diagrama está construido a partir de los datos aportados por las tablas 8, 9 y 10 de resultados. Se observa que el comportamiento de temperatura para cada velocidad, son equivalentes, la temperatura que adquiere el forro de Kevlar siempre es mayor que la del amianto, y la del Bioglass la menor.



KPH	$\Delta T_{\text{max-Kevlar}} (^{\circ}\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Asbesto}} (^{\circ}\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Bioglass}} (^{\circ}\text{K})$
110	115,96	103,31	95,87
120	138,00	122,95	114,09

Figura 46. Temperaturas instantáneas de frenado 110 KPH y 120 KPH “Tres casos”



KPH	$\Delta T_{\text{max-Kevlar}} (^{\circ}\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Asbesto}} (^{\circ}\text{K})$	$\Delta T_{\text{max-Bioglass}} (^{\circ}\text{K})$
130	161,96	144,30	133,89

Figura 47. Temperaturas instantáneas de frenado 130 KPH “Tres casos”

A partir de los datos mostrados en las figuras 43, 44, 45,46 y 47, se estima el rango máximo de diferencia de temperatura para cada caso, es decir la diferencia de las temperaturas máximas alcanzadas para la rapidez inicial mayor (130 KPH) menos la temperatura máxima de la menor rapidez (70 KPH), como se muestra la tabla 15.

El material con la mayor diferencia de temperatura es el forro de Kevlar, seguido por el asbesto y el Bioglass.

Tabla 15
Diferencia máxima de temperatura instantánea para los casos en estudio

	Tmax – Tamb (70KPH)	Tmax – Tamb (130KPH)	ΔTmax (°K)
Bioglass	38,82	133,89	95,07
Asbesto	41,84	144,30	102,46
Kevlar	46,96	161,96	115,00

Para tener una apreciación global del cambio de temperatura en función del tiempo y según la potencia de frenado P_b , en la figura 48, se representan simultáneamente los casos de 70, 100 y 130 KPH, para los tres materiales en estudio Kevlar, Asbesto y Bioglass.

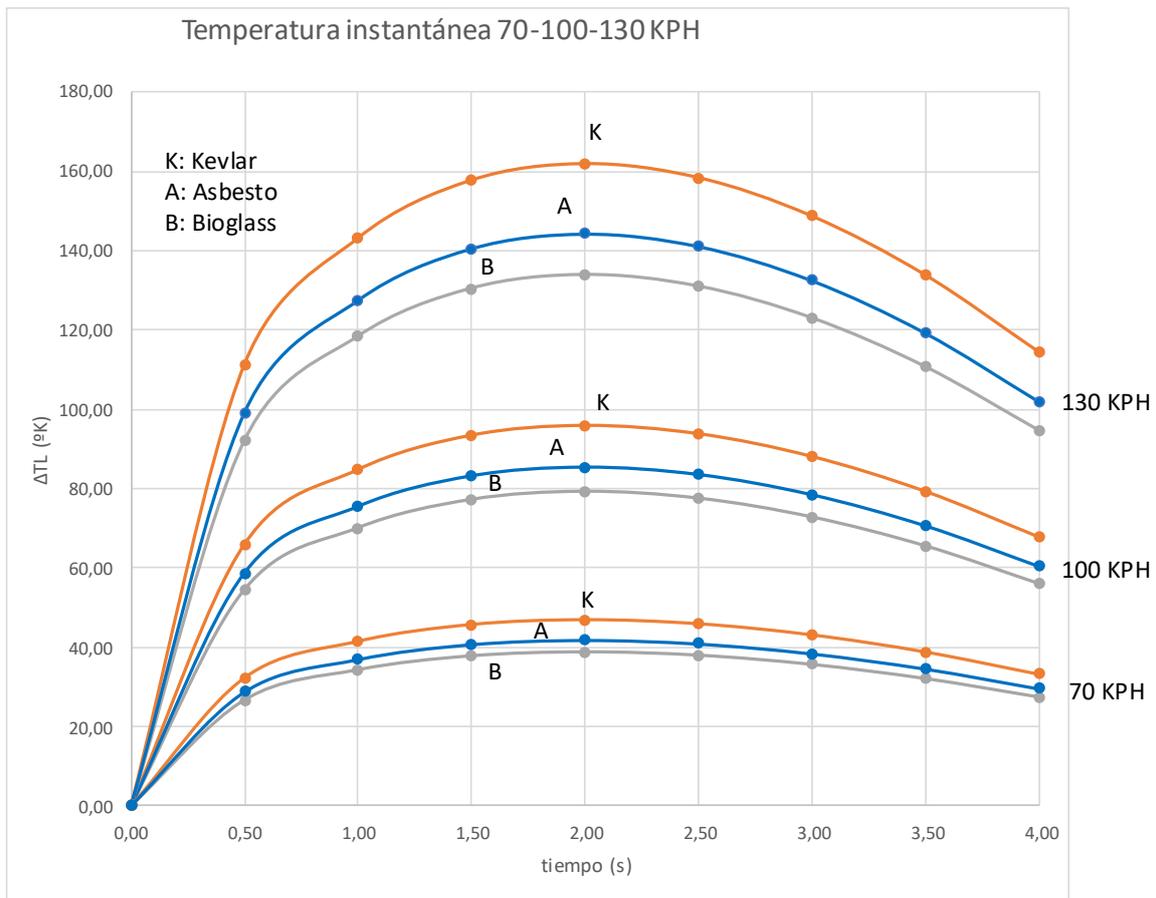


Figura 48. Comparación temperatura instantánea de frenado 70 - 100 - 130 KPH “Tres casos”

Se tiene una limitación constituida por las temperaturas máximas que soportan los materiales constitutivos de los forros, tal como se indicó en la tabla 7 de “Propiedades físicas de los materiales de forros”, sin embargo en el caso en estudio, como se observa en la tabla 16, las temperaturas máximas alcanzadas en el proceso de frenado, para la máxima velocidad considerada (130 KPH), se encuentran por debajo de las máximas soportadas, lo cual no representa en consecuencia una limitación.

Tabla 16

Relaciones de temperatura máxima soportada y alcanzada en el frenado

		Asbesto	Kevlar	Bioglass
Tmax soportada	T_{max} °K	573,00	518,00	613,00
Tmax (130 KPH)	T_{max} °K	444,30	461,96	433,89

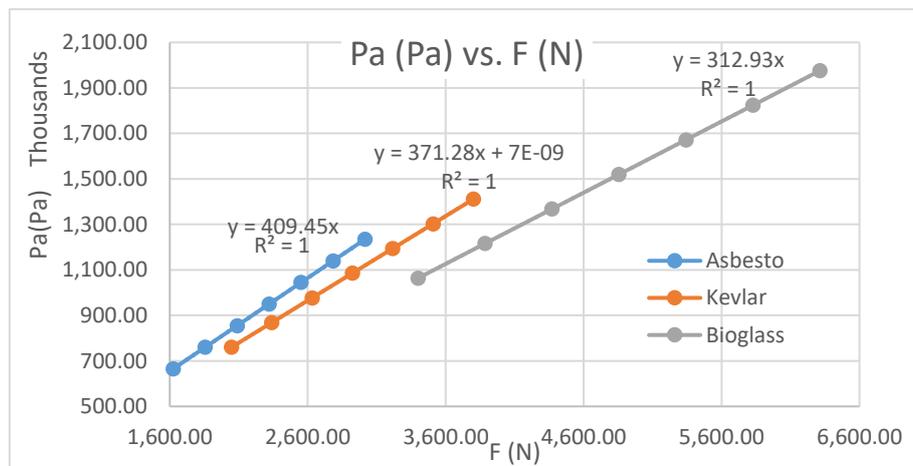
El Kevlar para cualquier caso de velocidades en el rango de 70 a 130 KPH, siempre adquiere la mayor temperatura, seguido por el asbesto y el Bioglass, como se observa en la tabla 15 y figura 48.

Para los mismos valores de tiempo siempre el Bioglass se encuentra por debajo de la temperatura del amianto, es decir $T_{Bioglass} < T_{Asbesto} < T_{Kevlar}$, lo cual se explica por los coeficientes γ de relación de distribución del calor entre el tambor y las zapatas a través de los forros, como se observa en la tabla 7 $\gamma_{Kevlar} > \gamma_{Asbesto} > \gamma_{Bioglass}$, por lo que habrá mayor cantidad de energía hacia el tambor con el Kevlar. Además como es de esperarse en cuanto a la efusividad ζ , se tiene $\zeta_{Bioglass} > \zeta_{Asbesto} > \zeta_{Kevlar}$. En el contraste de la difusividad α , se tiene $\alpha_{Bioglass} > \alpha_{Asbesto} > \alpha_{Kevlar}$ lo cual hace que el calor transferido sea menor que en el caso del Kevlar que tiene la menor difusividad y en consecuencia mayor flujo de calor al tambor, como se observa en las figuras.

Presión máxima generada por aplicación de fuerza en zapata

Se construye el diagrama que relaciona la presión máxima P_a generada entre la almohadilla y el tambor por la fuerza F aplicada a la zapata, los datos son extraídos de las columnas correspondientes a las variables, de las tablas de resultados 11, 12 y 13, para cada caso.

En la figura 49 se muestra el comportamiento de P_a respecto a F , como se observa, el asbesto (tabla 7), tiene la limitación de la presión máxima soportada P_{maxs} , en el orden de 1 MPa, mientras el Kevlar y el Bioglass lo triplican, ya que su P_{maxs} está por el orden de 3 MPa, como se deduce del comportamiento de la presión máxima P_a generada por la aplicación de la fuerza F , en el caso del asbesto $P_a > P_{maxs}$, lo cual limita su uso, el forro de Asbesto tiene el menor rango de aplicación de fuerzas y transmite una presión al tambor igualmente menor comparativamente a los otros materiales, lo cual no se presenta para los otros dos forro (Kevlar y Bioglass), ya que en ambos casos $P_a < P_{maxs}$.



$$P_a = 312,93F \tag{70}$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 1$

Fuerza aplicada a zapatas según potencia de frenado

En la figura 50, se tiene la relación existente entre la fuerza F aplicada a las zapatas y la potencia de frenado P_b , que representa el calor disipado en el proceso de frenado del vehículo en un tiempo de 4 (s), se incluye puesto que es un indicador de las cualidades de los materiales de los forros en estudio. Para poder frenar con la misma potencia P_b , puede observarse que es el asbesto el material que lo permite con la menor fuerza aplicada a la zapata.

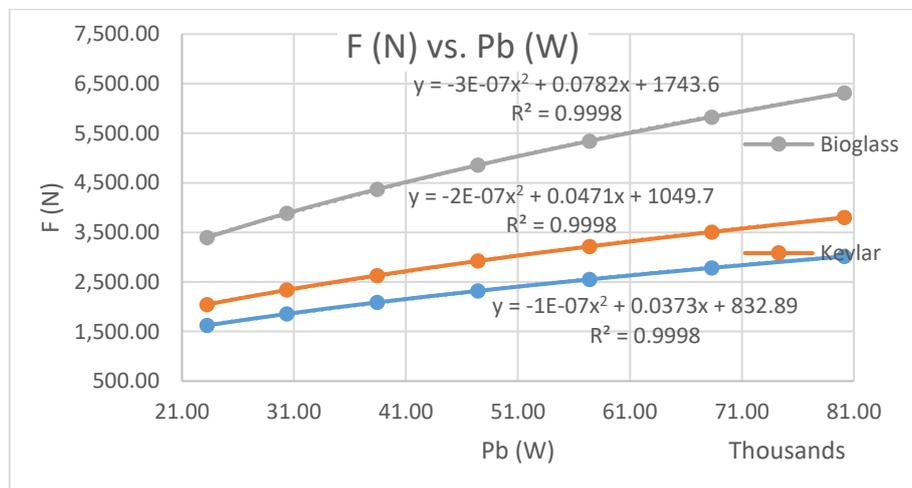


Figura 50. Diagrama de F vs. P_b

Las ecuaciones de regresión entre F y P_b para los casos en estudio, resultan ser (71), (72) y (73), las cuales permiten estimaciones rápidas de la fuerza aplicada a las zapatas, según la potencia disipada en el frenado.

Asbesto

$$F = -10^{-7} P_b^2 + 0,0373P_b + 832,89 \tag{71}$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 0,9998$

Kevlar

$$F = -210 \times 10^{-7} P_b^2 + 0,0471P_b + 1049,70 \tag{72}$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 0,9998$

Bioglass

$$F = -3 \times 10^{-7} P_b^2 + 0,0782 P_b + 1743,60 \tag{73}$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 0,9998$

Temperatura máxima generada por aplicación de fuerza en zapata

A partir de los resultados, se construye la figura 51, donde se muestra el comportamiento de la temperatura máxima en la superficie del tambor, respecto a la fuerza F aplicada en las zapatas durante el frenado.

A iguales fuerzas aplicadas, el forro de asbesto presenta la mayor temperatura, lo cual significa calentamiento mayor para las mismas sollicitaciones.

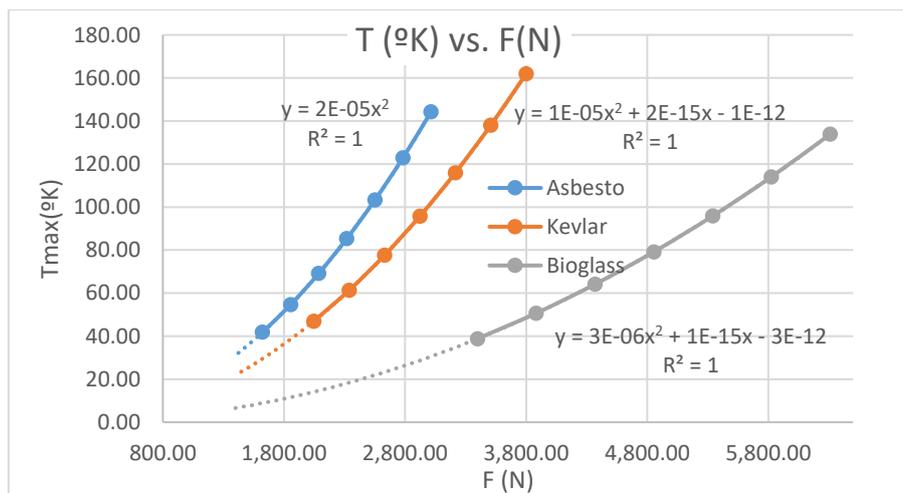


Figura 51. Diagrama de T_{max} vs. F

Las ecuaciones de regresión, de la temperatura en la superficie del tambor en función de la fuerza aplicada a la las zapatas $T_{max} : f(F)$, resultan ser para cada material de forro las siguientes:

Asbesto

$$T_{max} = 2 \times 10^{-5} F^2 \tag{74}$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 1$

Kevlar

$$T_{\max} = 10^{-5} F^2 + 2 \times 10^{-5} F - 10^{-12} \quad (75)$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 1$

Bioglass

$$T_{\max} = 3 \times 10^{-5} F^2 + 10^{-5} F - 3 \times 10^{-12} \quad (76)$$

Con coeficiente de determinación $R^2 = 1$

Comparación de resultados cálculo con el MEF y convencional.

Se procede a verificar con un análisis comparativo de los resultados de cálculo de temperatura efectuado con la metodología convencional y los resultados obtenidos con el método del elemento finito.

En la tabla 17, se indican los valores de temperatura máxima alcanzada T_{conv} estimada con el procedimiento analítico convencional y T_{MEF} , conseguida con el MEF, para las velocidades iniciales en el proceso de frenado V : [70 100 130] KPH

Tabla 17

Comparación de resultados de la temperatura convencionales vs resultados de la temperatura MEF

Material	V(km/h)	Tconv (°K)	TMEF (°K)	Tconv - TMEF	(Tconv-TMEF) ²
Asbesto	70	41,84	43,68	-1,84	3,39
	100	85,38	89,15	-3,77	14,21
	130	144,3	150,66	-6,36	40,45
Kevlar	70	46,96	49,03	-2,07	4,28
	100	95,83	100,06	-4,23	17,89
	130	161,96	169,1	-7,14	50,98
Bioglass	70	43,22	40,53	2,69	7,24
	100	88,2	82,72	5,48	30,03
	130	149,06	139,8	9,26	85,75
Total					254,22
Promedio					28,25
REMC					5,31

La raíz del error medio cuadrático (REMC) entre las variables T_{conv} y T_{MEF} , es de 5,31 °K, o en términos absolutos respecto a T_{MEF} de 5,15%, magnitud aceptable utilizando un criterio de 6%.

Conclusiones

Se modeló el sistema de freno tipo tambor de un modelo de vehículo ligero, para una rueda trasera, utilizando la herramienta computacional SolidWorks 2014, que permitió la configuración detallada del conjunto zapata almohadilla tambor.

Se estableció una metodología de cálculo dual, analítico tradicional y computación. El primer método se basó en la caracterización del problema a través de fundamentos geométricos mecánica clásica y los métodos de transferencia de calor, basados en el estado del arte disponible. En el segundo método, se realizaron análisis computacionales a través del método de elementos finitos, con el uso de la herramienta computacional ANSYS R17.0, utilizado para validación de resultados

Se calcularon las variables térmicas asociadas a la interacción entre el tambor, revestimiento y zapata, siendo la variable relevante la temperatura del tambor en su superficie exterior.

Se estableció la relación existente entre la potencia disipada en el frenado y el consecuente incremento de temperatura $T_{\max}: f(P_b)$, entre la Fuerza en el tambor y la presión ejercida por las zapatas $P_a: f(F)$, entre la potencia de frenado y la fuerza en la zapata $F_b: f(P_b)$ para cada material utilizado, construyendo diagramas utilizables de las relaciones y las ecuaciones de regresión,

Se construyeron gráficas comparativas entre los casos de estudio analíticos y computacionales, encontrándose la raíz del error medio cuadrático entre las variables temperatura calculada por método convencional T_{conv} y la temperatura estimada con el MEF TMEF, con un valor de 5,31 °K, o en términos absolutos respecto a TMEF de 5,15%, magnitud aceptable utilizando un criterio de 6%.

Los comportamientos en cuanto a la variación de temperatura instantánea, son equivalentes en los forros sustitutos al de amianto. Puede afirmarse que no existe desde el punto de vista de cambio de temperatura impedimentos para la sustitución del forro de amianto sea con Kevlar o con Bioglass.

Recomendaciones

Como una fase posterior al modelo teórico desarrollado, es aconsejable su verificación experimental, lo que contribuiría sustantivamente en la consolidación de los resultados expuestos en la presente investigación.

Para el proceso de simulación se recomienda actualizar el computador con procesador i7 CORE y 16 GB de RAM, con una tarjeta gráfica de al menos 1 TB, para abordar sin detenciones y con mayor rapidez el proceso de la simulación.

Es importante para futuras investigaciones el diseño y construcción de un banco de pruebas de frenos de zapata y tambor con el fin de profundizar en el conocimiento del comportamiento de los materiales y diseños, lo cual inclusive podría abrir nuevas aristas de investigación en el tema, tal como es la determinación de desgastes y otras propiedades dependientes del tiempo.

Este trabajo de maestría puede servir en la integración universidad - industria en proyectos relacionados al tema del diseño de elementos mecánicos, por lo cual se pueden utilizar los métodos desarrollados y las simulaciones como herramienta para dictar cursos y talleres a personal técnico y de ingeniería que se desenvuelvan en la industria, a través de un centro de investigación regentado por la Universidad y especializado en la problemática, que puede convertirse en un invalorable aporte a nuestra sociedad.

Referencias bibliográficas

- Ahmed, I., Fatouh, Y., & Aly, W. (2014). A parametric FE modeling of brake for non-linear analysis. *International journal of energy and enviroment*, 5(1), 97-110. Obtenido de <http://www.ijee.ieefoundation.org>
- Alonzo P., J. M. (2015). *Sistemas de transmisión y frenado*. Madrid: Paraninfo.
- Alzallú S., J. A. (2016). Historia de los frenos en los coches. *Publicaciones Didácticas*(73), 75-80. Obtenido de publicacionesdidacticas.com
- Armas R., D. A. (2017). *Propuesta de un material compuesto con fibras ecuatorianas para su uso como constituyente de frenos*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Ciencias de la Energía y Mecánica. Sangolquí: ESPE. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/8198>
- Arpaci, V. (1966). *Conduction heat transfer*. Michigan, USA: Addison-Wesley.
- Ashby, M. (2000). *Materials selection in mechanical design* (Second ed.). Oxford, England: Butterworth-Heinemann.
- Baranowsky, P., Damaziak, K., & Malachowski, J. (2013). Brake system studies using numerical methods. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*, 15(4), 337-342. Obtenido de <http://yadda.icm.edu.pl/yadda/element/bwmeta1.element.baztech>
- Blau, P. J. (2001). *Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives*. OAK Ridge National Laboratory, Metals and Ceramics Division. Tennessee: UT-Battelle LLC, for Departament of Energy USA. Obtenido de <https://info.ornl.gov/sites/publications/Files/Pub57043.pdf>
- Bosch. (1996). *Manual de la técnica del automovil* (3ra. ed.). Barcelona, España: Reverté, S.A.
- Budynas, R. G., Nisbett, & Keith, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va. ed.). (M. Á. Ríos Sánchez, Trad.) México, D. F.: McGraw-Hill/Interamericana.

- Carranza, Y., & Beltrán, R. (2003). Transferencia de calor de estado inestable en forros para frenos. *Scientia et Technica*(21), 77-82. doi:10.22517/23447214.7495
- Chandrupatla, T., & Belegundu, A. (2002). *Introduction to finite elements in engineering* (Third ed.). New Jersey, USA: Prentice Hall.
- Cook, R., Malcus, d., Plesha, M., & Witt, R. (2002). *Concepts and aplicaciones element finite analisis* (4tha ed.). USA: John Wiley & Sons, INC.
- Crespo Poyatos, J., Galán Cortés, J., & Bernier Herrera, F. (2002). Exposición a fibras de amianto en operaciones de mantenimiento de vehículos. (I. N. Trabajo, Ed.) *Prevención Trabajo y salud*, 21(21), 17-22. Obtenido de <http://www.insht.es/portal/site/Insht>
- Dassault Systemes. (2014). *Theoretical Mannual Solidwork Simulation 2014*. Paris: Dassault Systemes.
- Dominguez S., E. J. (2014). *Sistemas de transmisión y frenado*. Málaga: Editex. doi:ISBN-13: 9788490032916
- EGAR. (14 de Febrero de 2018). <http://www.egar.com.ec/web/>. Obtenido de EGAR Frenos Automotrices: <http://www.egar.com.ec/web/>
- Eriksson, M., Bergman, F., & Jacobson, S. (january de 2002). On the nature of tribological contact in automotive brakes. *Wear*, 252(1-2), 26-36. doi:10.1016/S0043-1648(01)00849-3
- Faires, V. M. (1977). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). Barcelona: Montaner y Simon.
- García, R., Acosta, M., & Flórez, E. (2015). Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión. *Tecnura*, 19(45), 1-11. doi:dx.doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04
- Gordo, E., Oliva, A., E.M., R.-N., & Torralba, J. (abril de 2004). Desarrollo de materiales compuestos tipo Cermet de matriz Fe. *Boletín de la Sociedad Española de cerámica y vidrio*, 43(2), 416-419. doi:10.3989/cyv.2004.v43.i2.556 ·

- Gowthami, K., & Balaji, K. (September de 2016). Designing and Analysis of Brake Drum. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering*, 4(9), 135-142. Obtenido de <http://www.ijraset.com>
- Granta Design Limited. (2013). CES EduPack software. (12.2.13). Cambridge, United Kingdom. Obtenido de <https://www.grantadesign.com/es/products/ces/>
- Guevara G., E. H., & Loor B., J. A. (2015). *Fabricación en fundición gris del tambor de freno para un automóvil ensamblado en el Ecuador*. Escuela Politécnica Nacional, Facultad Ingeniería Mecánica. Quito: EPN. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/10769>
- Ilinca, A., Ilinca, F., & Falah, B. (2001). Numerical and analytical investigation of temperature distribution in a brake drum with simulated defects. *Int. J. of Vehicle Design*, 26(2/3), 146-160. doi:10.1504/IJVD.2001.001935
- Kikuchi, T., Hara, Y., Sakairi, M., Yoneawa, T., & Yamauchi, A. T. (2010). Corrosion of Al-Sn-Bi alloys in alcohol at high temperatures. Part I: Effects of the metallurgical structure of the alloys and the metal salt additions to alcohol. *Corrosion Science*, 52, 1482-1491. doi:10.1016/j.corsci.2009.12.007
- Kumar, A., & Sabarish, R. (2014). Structural and Thermal Analysis of Brake Drum. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 20(8), 1012-1016. doi:10.5829/idosi.mejsr.2014.20.08.114042
- Limpert, R. (2011). *Brake design and safety* (3rd ed. ed.). Warrendale, Pennsylvania, USA: SAE International. doi:10.4271/R-398
- Loayza S., W. A. (2017). *Análisis comparativo de un disco de freno original frente a un alterno para un vehículo chevrolet Aveo mediante simulación y pruebas experimentales*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba: ESPOCH.
- MAE, M. (2017). *K023 MAE Registro de Emisiones y Transferencias de Contaminantes*. Quito: MAE. Obtenido de <http://www.ambiente.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/08/RETC-JULIO-2017.pdf>

- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). (V. González Y Pozo, Trad.) Naucalpan de Juárez, México: Pearson Educación de México.
- Nakanishi, H., Kakihara, K., Nakayama, A., & Muruyama, T. (July de 2002). Development of aluminum metal matrix composites (Al-MMC). *JSAE*, 23(3), 365-370.
doi:10.1016/S0389-4304(02)00203-5
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas - Un enfoque integrado* (Cuarta ed.). (A. Enríquez Brito, Trad.) Naucalpan de Juárez, México: Pearson Educación de México.
- OIT. (2007). Esquema para la elaboración de programas nacionales de eliminación de las enfermedades relacionadas con el asbesto. (C. ©. 2007, Ed.) Ginebra, Suiza: OIT-OMS. Recuperado el Esquema para la elaboración de programas nacionales de eliminación de las enfermedades relacionadas con el asbesto, de http://www.ilo.org/safework/info/publications/WCMS_117815/lang--es/index.htm
- OIT, O. I. (1986). Convenio sobre utilización del asbesto en condiciones de seguridad. *C162 - Convenio sobre el asbesto, 1986 (núm. 162)*. Ginebra: OIT. Obtenido de http://www.ilo.org/dyn/normlex/es/f?p=NORMLEXPUB:12100:0::NO::P12100_ILO_CODE:C162
- Ozcan, S., & Filip, P. (2005). Microstructure and wear mechanisms in C/C composites. *Wear*, 259(1-6), 642-650. doi:10.1016/j.wear.2005.02.112
- Puncioiu, A. M., Truta, M., Vedinas, I., Marinescu, M., & Vinturis, V. (2015). Analysis of heat conduction in a drum brake system of the wheeled armored personnel carriers. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 95 (012039), 1-7.
doi:10.1088/1757-899X/95/1/012039
- Robert Bosch Ltda. (2015). *Sistemas de frenos*. Obtenido de <https://www.mecanicoautomotriz.org/1923-manual-sistemas-frenos-bosch>
- SEAT. (24 de julio de 2017). <https://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Obtenido de <https://www.museoseat.com>

- Silva, R. (16 de January de 2017). *Analisis termico por MEF*. Obtenido de <https://www.esss.co/blog/es/analisis-termico-por-el-metodo-de-elementos-finitos/>
- Simon, G., Arun, L., & Guru, B. (2013). Analysis of composite drum brake using FEA. *IJETT*, 4(8), 3398-3402.
- Sunday, B., Aminunu, U., Yahaya, P., & Ndaliman, M. (May de 2015). Development and analysis of finned brake drum model using Solidworks Simulation. *IJIRSET*, 4(5), 3651-3658. doi:10.15680/IJIRSET.2015.0405115
- Termiser. (2018). Qué es el Kevlar y cuáles son sus propiedades. Madrid, España. Recuperado el 13 de mayo de 2018, de <http://www.termiser.com/>
- Vaca S., J. P. (2014). *Banco de pruebas para el análisis y comportamiento térmico del sistema de frenos de disco y tambor en automóviles*. Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA. Latacunga: ESPE. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/8198/1/T-ESPEL-MAI-0459.pdf>
- Viñolas, J., Egaña, J., & Carrera, X. (2002). *Elementos de máquinas - Teoría*. Donostia, Guipúzcoa, España: Tecnun. Obtenido de <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/>
- Wila A., B. E. (2015). *Estudio de factibilidad para la creación de una planta dedicada a la producción de pastillas de freno en la ciudad de Guayaquil*. Universidad de Guayaquil, Sistemas Organizacionales. Guayaquil: Univ Guayaquil. Obtenido de <http://repositorio.ug.edu.ec/handle/redug/8842>
- Xingming, X., Yin, Y., Jiusheng, B., Liojian, L., & Xuejun, F. (16 de May de 2016). Review on the friction and wear of brake materials. (C. Commons, Ed.) *Advances in mechanical engineering*, 8(5), 1-10. doi:10.1177/1687814016647300

Anexos

Anexo 1

Área del material de fricción que requiere una potencia de frenado promedio dada *Fuentes:* M. J. Neale, *The Tribology Handbook*, Butterworth, Londres, 1973; *Friction Materials for Engineers*, Ferodo Ltd., Chapel-en-le-frith, Inglaterra, 1968.

Ciclo de trabajo	Aplicaciones comunes	Relación del área con la potencia de frenado promedio, pulg ² /(Btu/s)		
		Frenos de banda y de tambor	Frenos de disco	Frenos de disco y yugo
Poco frecuente	Frenos de emergencia	0.85	2.8	0.28
Interminente	Elevadores, grúas y malacates	2.8	7.1	0.70
Trabajo pesado	Excavadoras, prensas	5.6-6.9	13.6	1.41

Anexo 2

Características de materiales de fricción para frenos y embragues Fuentes: Ferodo Ltd., Chapel-en-le-frith, Inglaterra; Scan-pac, Mequon, Wisc; Raybestos, Nueva York, N.Y. y Stratford, Conn.; Gaike Corp., Chicago Ill.; General Metals Powder Co., Akron, Ohio; D.A.B. Industries, Troy, Mich.; Friction Products Co., Medina, Ohio.

Material	Coeficiente de fricción f	Presión máxima $P_{máx}$, psi	Temperatura máxima		Velocidad máxima, $V_{máx}$, pie/min	Aplicaciones
			Instantánea, °F	Continua, °F		
Cermet	0.32	150	1 500	750		Frenos y embragues
Metal sinterizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1 020	570-660	3 600	Embragues y frenos de disco de yugo
Metal sinterizado (húmedo)	0.06-0.08	500	930	570	3 600	Embragues
Asbesto moldeado rígido (seco)	0.35-0.41	100	660-750	350	3 600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3 600	Embragues industriales
Zapatillas de asbesto moldeado rígido	0.31-0.49	750	930-1 380	440-660	4 800	Frenos de disco
Que no sea asbesto moldeado rígido	0.33-0.63	100-150		500-750	4 800-7 500	Embragues y frenos
Asbesto moldeado semirígido	0.37-0.41	100	660	300	3 600	Embragues y frenos
Asbesto moldeado flexible	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3 600	Embragues y frenos
Hilo y alambre de asbesto enrollado	0.38	100	660	300	3 600	Embragues de automóviles
Hilo y alambre de asbesto tejido	0.38	100	500	260	3 600	Embragues y frenos industriales
Algodón tejido	0.47	100	230	170	3 600	Embragues y frenos industriales
Papel resiliente (húmedo)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\ 000$ psi · pie/min	Embragues y bandas de transmisión

Anexo 3**Propiedades de forros de frenos**

	Forro tejido	Forro moldeado	Bloque rígido
Resistencia a la compresión, kpsi	10-15	10-18	10-15
Resistencia a la compresión, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistencia a la tensión, kpsi	2.5-3	4-5	3-4
Resistencia a la tensión, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °F	400-500	500	750
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidad máxima, pie/min	7 500	5 000	7 500
Velocidad máxima, m/s	38	25	38
Presión máxima, psi	50-100	100	150
Presión máxima, kPa	340-690	690	1 000
Coefficiente de fricción, medio	0.45	0.47	0.40-45

Anexo 4

Materials de fricción para fabricar embragues

Material	Coeficiente de fricción		Temperatura máxima		Presión máxima	
	Húmedo	Seco	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1 000-1 750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1 000	540	150	1 000
Metal pulverizado* sobre acero duro	0.05-0.1	0.1-0.3	1 000	540	300	2 100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.20-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8-14	50-100
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5-10	35-70
Asbesto tejido* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1 000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1 000
Grafito de carbono sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1 000	370-540	300	2 100

*El coeficiente de fricción puede mantenerse con $\pm 5\%$ para materiales específicos de este grupo.

Anexo 5**Energía de deformación unitaria.**

Se tiene una barra de longitud L , sección transversal A , cargada axialmente con una fuerza P , en un extremo, el otro está inmovilizado.

El trabajo efectuado por la carga P es

$$W = \int_0^u P du \quad (77)$$

El esfuerzo axial es $\sigma_x = \frac{P}{A}$, y la deformación longitudinal $\varepsilon_x = \frac{u}{L}$, entonces

$$P = A\sigma_x = EA\varepsilon_x = \frac{EA}{L}u \quad (78)$$

Sustituyendo (78) en (77) e integrando, se tiene (79)

$$W = \frac{1}{2} \frac{EA}{L} u^2 = \frac{1}{2} Pu = \frac{1}{2} AL\sigma_x\varepsilon_x \quad (79)$$

El trabajo realizado por la carga externa se transforma en energía potencial interna o energía de deformación interna unitaria por unidad de volumen (80).

$$\frac{dU}{dV} = \frac{1}{2} \sigma_x \varepsilon_x \quad (80)$$

Finalmente se obtiene la energía de deformación unitaria total (81)

$$U = \frac{1}{2} \int_V [\sigma]^T [\varepsilon] dV \quad (81)$$

La energía de deformación unitaria total por unidad de volumen:

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_x \gamma_x + \tau_y \gamma_y + \tau_z \gamma_z)$$

Utilizando los esfuerzos principales:

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

Anexo 6

MODELOS UNIDIMENSIONALES

El desplazamiento, el esfuerzo, la deformación unitaria, y la carga, dependen de una sola variable x :

$$u : u(x) \quad \sigma : \sigma(x) \quad \varepsilon : \varepsilon(x) \quad T : T(x) \quad f : f(x)$$

Las relaciones esfuerzo-deformación unitaria y deformación unitaria-desplazamiento, se con siguen respectivamente con (82) y (83)

$$\sigma = E\varepsilon \tag{82}$$

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} \tag{83}$$

El diferencial del volumen:

$$dV = Adx$$

El Modelo.

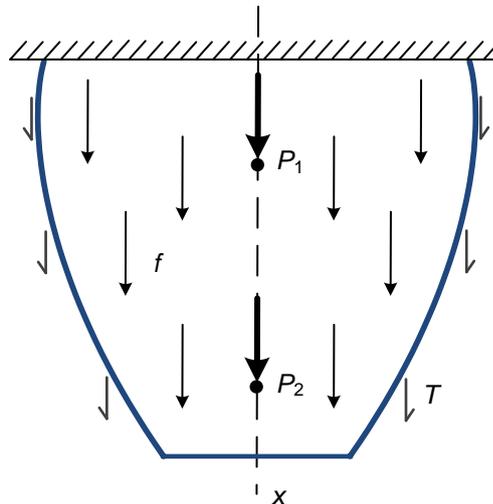


Figura 6.1 Cargas en barra unidimensional

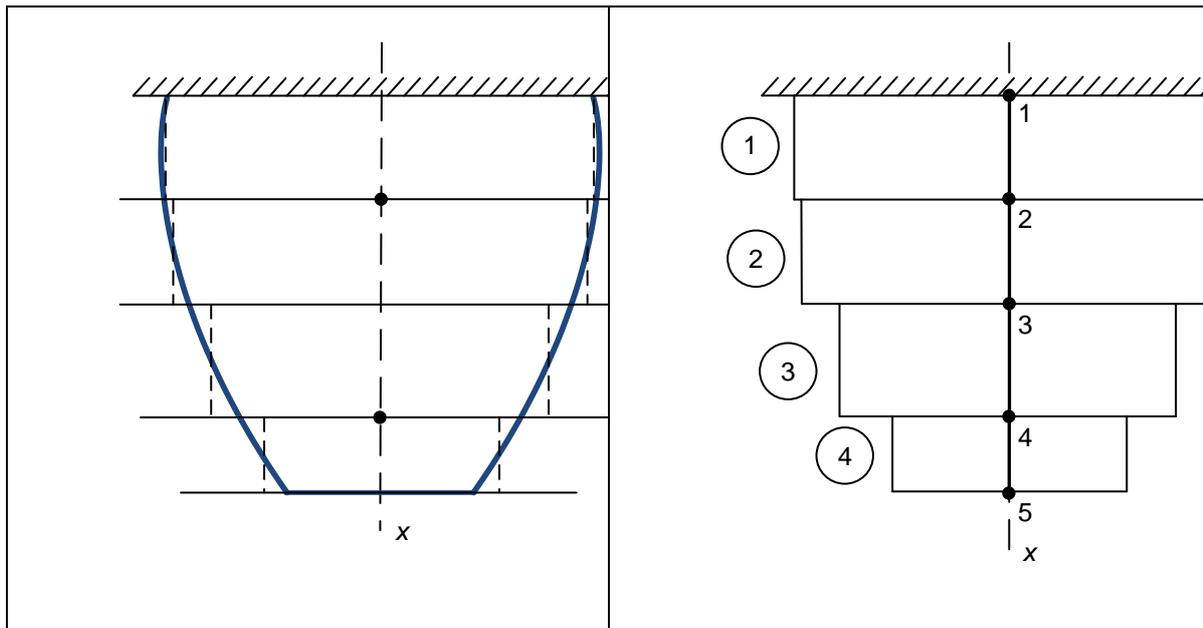


Figura 6.2 Modelación con elemento finito tipo barra

Tabla de conectividad.

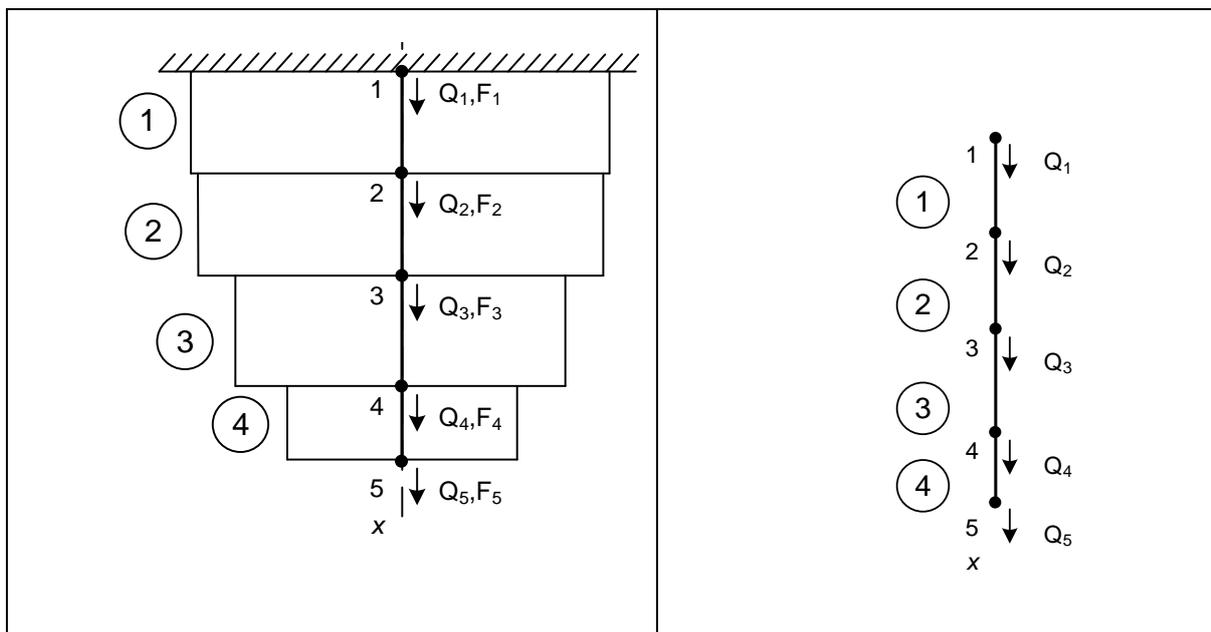


Figura 6.3 Cargas y desplazamientos globales

$$Q = [Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5]^T$$

$$F = [F_1, F_2, F_3, F_4, F_5]^T$$

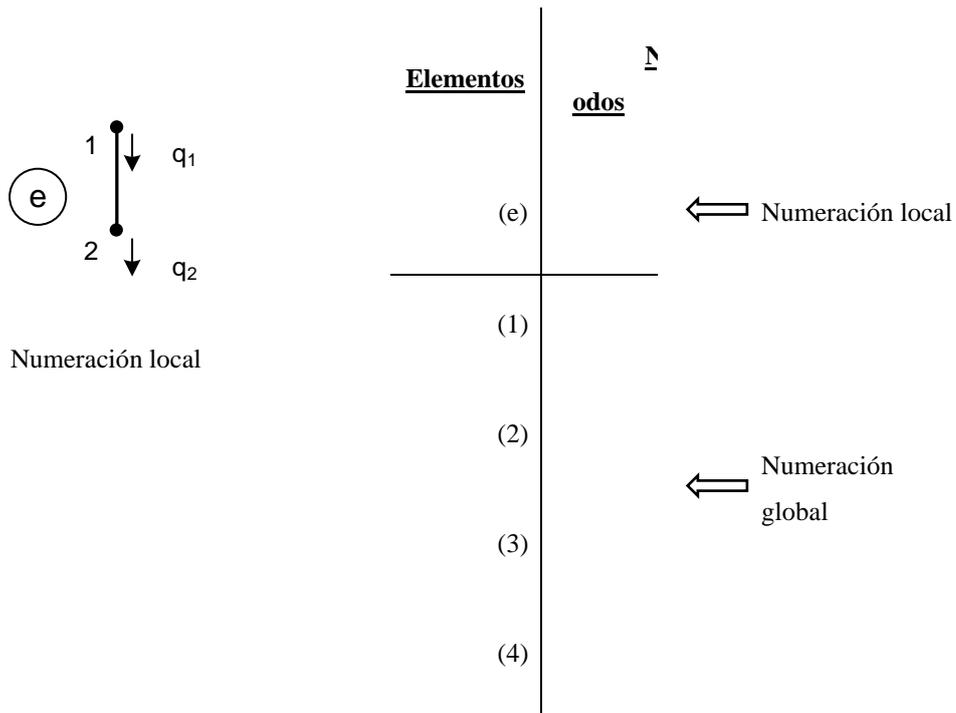


Figura 6.4 Tabla de conectividad

Funciones de forma



Figura 6.5 Coordenadas generales e intrínsecas

Se establece una proporción entre la posición del punto P respecto al punto 1 y la longitud del elemento entre ambos sistemas de referencia utilizados, el general (cartesiano) y el intrínseco (natural), resultando (84).

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{\xi + 1}{2} \tag{84}$$

$$\xi = \frac{2}{x_2 - x_1}(x - x_1) - 1 \tag{85}$$

El campo de desplazamiento desconocido u en un elemento, se interpolará linealmente u_{lineal} (figuras 1.6 y 1.7), ecuación (86)

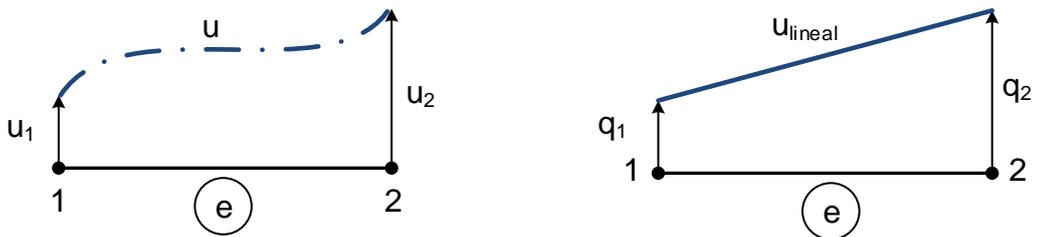


Figura 6.6 Aproximación lineal del campo de desplazamiento

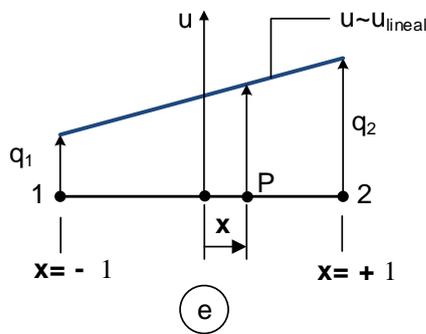


Figura 6.7

$$\frac{u - q_1}{\xi - (-1)} = \frac{q_2 - q_1}{1 - (-1)}$$

$$u = \left(\frac{1 - \xi}{2}\right)q_1 + \left(\frac{1 + \xi}{2}\right)q_2 \tag{86}$$

Donde a los coeficientes de q_1 y q_2 , se les denomina funciones de forma N_1 (87) y N_2 (88) (figura 1.8).

$$N_1(\xi) = \frac{1-\xi}{2} \quad (87)$$

$$N_2(\xi) = \frac{1+\xi}{2} \quad (88)$$

El desplazamiento u (86), se escribe en notación algebraica como en (89) o en notación matricial como en (90)

$$u = N_1 q_1 + N_2 q_2 \quad (89)$$

$$u = \mathbf{N} \mathbf{q} \quad (90)$$

Donde

$$\mathbf{N} = [\mathbf{N}_1 \quad \mathbf{N}_2]$$

$$\mathbf{q} = [q_1 \quad q_2]^T$$

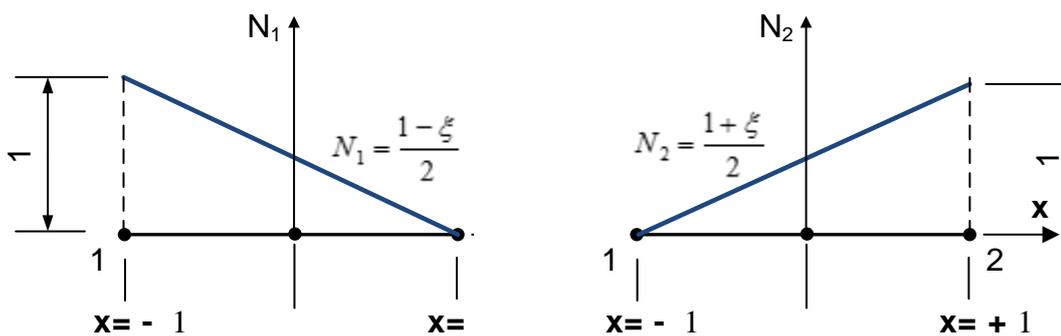


Figura 6.8 Funciones de forma N_1 y N_2

La ecuación (85), de transformación de x a ξ , es isoparamétrica a la ecuación u (86) de desplazamiento, ya que para la estimación de u y x (91), se utilizan las mismas funciones de forma N_1 y N_2 , que dependen del parámetro ξ .

$$x = N_1 x_1 + x_2 N_2 \quad (91)$$

Matriz de deformación unitaria – desplazamiento.

En la ecuación de deformación unitaria–desplazamiento (83), se aplica la regla de la cadena, obteniéndose (92).

$$\varepsilon = \frac{du}{d\xi} \frac{d\xi}{dx} \quad (92)$$

Se deriva la ecuación (85) respecto a x , equivalentemente la ecuación (86) respecto a ξ , resultando (93) y (94) respectivamente.

$$\frac{d\xi}{dx} = \frac{2}{x_2 - x_1} \quad (93)$$

$$\frac{du}{d\xi} = \frac{-q_1 + q_2}{2} \quad (94)$$

Al sustituir en (92), se consigue

$$\varepsilon = \frac{1}{x_2 - x_1} (-q_1 + q_2)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{x_2 - x_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}$$

Se denominará matriz de deformación unitaria – desplazamiento \mathbf{B} , a (95)

$$\mathbf{B} = \frac{1}{x_2 - x_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (95)$$

Por tanto, la deformación unitaria en notación matricial, es (96)

$$\varepsilon = \mathbf{B}\mathbf{q} \quad (96)$$

Esfuerzo en el elemento tipo barra.

Utilizando la Ley de Hooke y la expresión (96) de la deformación unitaria, se consigue (97) o la misma expresión expansionada (98).

$$\sigma = E\mathbf{B}\mathbf{q} \quad (97)$$

$$\sigma = E \frac{1}{x_2 - x_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (98)$$

ENFOQUE DE LA ENERGÍA POTENCIAL

La expresión general, para los elementos tipo barra queda como (99)

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_L \sigma^T \varepsilon A dx - \int_L u^T f A dx - \int_L u^T T dx - \sum_i u_i P_i \quad (99)$$

Como el continuo se ha discretizado, la energía potencial Π , queda como en (100)

$$\Pi = \sum_e \frac{1}{2} \int_e \sigma^T \varepsilon A dx - \sum_e \int_e u^T f A dx - \sum_e \int_e u^T T dx - \sum_i Q_i P_i \quad (100)$$

$$\Pi = \sum_e U_e - \sum_e \int_e u^T f A dx - \sum_e \int_e u^T T dx - \sum_i Q_i P_i, \text{ donde } U_e = \frac{1}{2} \int_e \sigma^T \varepsilon A dx$$

Matriz de rigidez del elemento

$$\mathbf{k}^e = \frac{E_e A_e}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (101)$$

Dado que de

$$U_e = \frac{1}{2} \int_e \sigma^T \varepsilon A dx$$

Al sustituir σ (97) y ε (96) en U_e , se consigue

$$U_e = \frac{1}{2} \int_e \mathbf{q}^T \mathbf{B}^T E \mathbf{B} \mathbf{q} A dx$$

$$U_e = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \int_e [\mathbf{B}^T E \mathbf{B} A dx] \mathbf{q}$$

Como

$$dx = \frac{l_e}{2} d\xi$$

Entonces U_e queda como:

$$U_e = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \left[A_e \frac{l_e}{2} E_e \mathbf{B}^T \mathbf{B} \int_{-1}^1 d\xi \right] \mathbf{q}$$

Como $\mathbf{B}^T \mathbf{B} = \frac{1}{l_e^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$ y $\int_{-1}^1 d\xi = 2$, se tiene a la energía de deformación interna del

elemento como (102) o en términos de la matriz de rigidez \mathbf{k}^e (101), como (103).

$$U_e = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \frac{A_e E_e}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{q} \quad (102)$$

$$U_e = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{k}^e \mathbf{q} \quad (103)$$

Términos de fuerza

Fuerzas de cuerpo.

$$\mathbf{f}^e = \frac{A_e l_e f}{2} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

Fuerzas de superficie

$$\mathbf{T}^e = \frac{T l^e}{2} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

Energía potencial Total

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{Q}^T \mathbf{K} \mathbf{Q} - \mathbf{Q}^T \mathbf{F}$$

$$\mathbf{F} \leftarrow \sum_e (\mathbf{f}^e + \mathbf{T}^e) + \mathbf{P}$$

Anexo 7**Tambor**

Cast iron, gray, flake graphite, EN GJL 350

Identification**Designation**

BS EN 1561:1997 EN GJL 350. Record based on BS 1542:1990 BS grade 350.

UNS number

F13801

General PropertiesDensity 7.25e3 - 7.35e3 kg/m³**Composition overview**

Composition (summary)

Fe/3.1C/1.5Ni/1.5Si/0.7Mn/0.4Mo/<0.15P/<0.12S

Base Fe (Iron)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)	3.1			%
Fe (iron)	92.5	-	92.8	%
Mn (manganese)	0.7			%
Mo (molybdenum)	0.4			%
Ni (nickel)	1.5			%
P (phosphorus)	0	-	0.15	%
S (sulfur)	0	-	0.12	%
Si (silicon)	1.5			%

Bio-data

RoHS (EU) compliant grades? True

Toxicity rating Non-toxic

Food contact Conditional

Mechanical properties

Young's modulus	126	-	150	GPa
Flexural modulus *	126	-	150	GPa
Shear modulus	49	-	60	GPa
Bulk modulus	85	-	107	GPa
Poisson's ratio	0.255	-	0.265	
Shape factor	24			
Yield strength (elastic limit)	227	-	260	MPa

Tensile strength	350	-	450	MPa
Compressive strength *	450	-	520	MPa
Flexural strength (modulus of rupture) *	260	-	305	MPa
Elongation	0.2	-	0.3	% strain
Hardness - Vickers	191	-	285	HV
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	89	-	170	MPa
Fatigue strength model (stress range)	68.7	-	125	MPa
Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7				
Fracture toughness *	12	-	16	MPa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	0.01	-	0.035	

Thermal properties

Melting point	1.13e3	-	1.38e3	°C
Maximum service temperature	350	-	450	°C
Minimum service temperature	-150	-	-50	°C
Thermal conductivity	42	-	48	W/m.°C
Specific heat capacity	460	-	505	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	11	-	13	μstrain/°C
Latent heat of fusion *	270	-	275	kJ/kg

Geo-economic data for principal component

Principal component Iron

Typical exploited ore grade	45.1	-	49.9	%
Minimum economic ore grade	25	-	70	%
Abundance in Earth's crust	4.1e4	-	6.3e4	ppm
Abundance in seawater	0.0025	-	0.003	ppm
Annual world production	2.3e9			tonne/yr
Reserves	1.6e11			tonne

Main mining areas

Australia, Brazil, Canada, China, India, Iran, Kazakhstan, Mauritania, Mexico, Russia, South Africa, Sweden, Ukraine, United States of America, Venezuela

Eco-indicators for principal component

Eco-indicator 95	40	millipoints/kg
------------------	----	----------------

Notes

Typical uses

Brake discs and drums; camshafts; cylinder liners; piston rings; machine tool structural parts; engine blocks.

Warning

V. brittle. Tensile properties given are for standard test pieces: they fall off significantly as section-width increases. In thick sections, yield stress and elastic limit may be significantly lower than given here. See BS 1452:1990 for more details.

Other notes

BS 1452:1990 doesn't specify composition, but specifies minimum mechanical properties. Hence, composition info. is approximate. Low end of ranges for ductility and fracture toughness are for irons with relatively high phosphorus contents.

Kevlar 49 aramid fiber**Identification****Designation**

DuPont Kevlar 49 Aramid Fiber, 12micron diameter

Tradenames

Kevlar; Twaron; Technora

General Properties

Density	1.44e3 -	1.45e3 kg/m ³
Price	70.3	198 USD/kg

Composition overview**Composition (summary)**

Aromatic Polyamide Fiber
 Base Polymer
 Polymer type Aramid
 Polymer type full name Aramid fiber
 Filler type Unfilled

Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

Bio-data

RoHS (EU) compliant grades? True

Mechanical properties

Young's modulus	117 -	130 GPa
Flexural modulus *	117 -	130 GPa
Shear modulus	1 -	1.3 GPa
Bulk modulus	145 -	155 GPa
Poisson's ratio	0.35 -	0.36
Shape factor	1	
Yield strength (elastic limit) *	2.25e3 -	2.75e3 MPa
Tensile strength	2.5e3 -	3e3 MPa
Compressive strength *	200 -	300 MPa
Flexural strength (modulus of rupture) *	2.25e3 -	2.75e3 MPa
Elongation	1.8 -	3 % strain
Hardness - Vickers *	25 -	30 HV
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles *	2.25e3 -	2.75e3 MPa
Fracture toughness *	2 -	4 MPa.m ^{0.5}

Mechanical loss coefficient (tan delta)	*	0.008	-	0.01
-----------------------------------------	---	-------	---	------

Thermal properties

Melting point		500	-	530	°C
Maximum service temperature		200	-	300	°C
Minimum service temperature		-200			°C
Thermal conductivity *		0.2	-	0.3	W/m.°C
Specific heat capacity		1.35e3	-	1.45e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient		-4	-	-2	μstrain/°C
Latent heat of fusion *		501	-	606	kJ/kg

Geo-economic data for principal component

Principal component Aramid

Notes

Typical uses

Reinforcing fibers for high performance composites

Other notes

Similar Tradenames: Twaron 1055/1056

Bioglass ceramic**Identification****Designation**

Bio-active glasses are silica-based glasses in which silica, SiO₂, is the network former and such as Na, K, Ca or Mg are network modifiers and P₂O₅ stimulates bio-activity. The ratio of network-former to network-modifier determines its solubility in body fluids and hence its resorbability. The moduli of most bio-active glasses -- 30 - 35 GPa -- are only a little greater than dense bone, but the tensile strengths are low -- 40 - 60 MPa -- making them unsuitable for load-bearing applications except as coatings.

The bio-activity is retained and the strength enhanced by partial crystallization to give a bio-active glass ceramic. The data in this record typify bio-active glass ceramic.

Tradenames

Bioglass

General Properties

Density	3.05e3 -	3.09e3 kg/m ³
Price *	20 -	50 USD/kg

Composition overview**Composition (summary)**

Typical composition: 40% SiO₂/30% CaO/10 % Na₂O/15% P₂O₅/5% MgO

Base Oxide

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

CaO (calcia)	30	%
MgO (magnesia)	5	%
Na ₂ O (sodium oxide)	10	%
SiO ₂ (silica)	40	%
Other oxide	15	%

Bio-data

RoHS (EU) compliant grades? True

Toxicity rating Non-toxic

Mechanical properties

Young's modulus	110 -	120 GPa
Compressive modulus *	110 -	120 GPa

Flexural modulus		210	-	220	GPa
Shear modulus	*	45	-	48	GPa
Bulk modulus	*	70	-	75	GPa
Poisson's ratio		0.23	-	0.24	
Shape factor		15			
Yield strength (elastic limit)	*	90	-	100	MPa
Tensile strength	*	90	-	100	MPa
Compressive strength	*	1.05e3	-	1.1e3	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	*	100	-	110	MPa
Elongation	*	0.08	-	0.09	% strain
Hardness - Vickers		660	-	700	HV
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	*	80	-	90	MPa
Fracture toughness		1.8	-	2.2	MPa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	*	5e-5	-	2e-4	

Thermal properties

Maximum service temperature	*	800	-	900	°C
Thermal conductivity	*	3.2	-	3.5	W/m.°C
Specific heat capacity	*	940	-	980	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	*	5.6	-	5.9	μstrain/°C

Electrical properties

Electrical resistivity	*	1e22	-	1e23	μohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	*	5.3	-	5.8	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	*	0.01	-	0.02	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	*	30	-	35	MV/m

Optical properties

Refractive index	*	1.5	-	1.54	
------------------	---	-----	---	------	--

Transparency Transparent

Durability: flammability

Flammability Non-flammable

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Acceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Excellent
UV radiation (sunlight)	Excellent
Oxidation at 500C	Excellent

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	*	102	-	113	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	*	5.51	-	6.09	kg/kg
NOx creation	*	30.6	-	33.8	g/kg
SOx creation	*	61.2	-	67.6	g/kg
Water usage	*	28.5	-	31.5	l/kg

Material processing: energy

Grinding energy (per unit wt removed)	*	67	-	74	MJ/kg
---------------------------------------	---	----	---	----	-------

Material processing: CO2 footprint

Grinding CO2 (per unit wt removed)	*	5.02	-	5.55	kg/kg
------------------------------------	---	------	---	------	-------

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle False

Recycle fraction in current supply 0.1 %

Down cycle True

Combust for energy recovery False

Landfill True

Biodegrade False

A renewable resource? False

Links

Process Universe

Reference

Values marked * are estimates.

No warranty is given for the accuracy of this data

Asbestos (white)(f)**Identification****Designation**

White Asbestos

General Properties

Density		2.4e3	-	2.6e3	kg/m ³
Porosity (closed)	*	0.01	-	0.05	%
Porosity (open)	*	0.01	-	0.03	%
Price	*	1.66	-	2.07	USD/kg

Composition overview**Composition (summary)**

38-53.8%SiO₂/38-53.8%MgO/0-6.4%Other Oxide/0-3.8%Fe₂O₃/0-2.5%Al₂O₃/0-2.5%CaO/0-1.2%Na₂O [Mg₃Si₂O₅(OH)₄]

Base Other

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

Al ₂ O ₃ (alumina)	0	-	2.5	%
CaO (calcia)	0	-	2.5	%
Fe ₂ O ₃ (ferric oxide)	0	-	3.8	%
MgO (magnesia)	38	-	53.8	%
Na ₂ O (sodium oxide)	0	-	1.2	%
SiO ₂ (silica)	38	-	53.8	%
Other oxide	0	-	6.4	%

Mechanical properties

Young's modulus		1.61e11	1.69	
Flexural modulus	*	1.61e11	1.69e11	Pa
Shear modulus	*	4.4e10	4.9e10	Pa
Bulk modulus *		1.1e11	1.25e11	Pa
Poisson's ratio *		0.25	0.3	
Shape factor		1		
Yield strength (elastic limit)	*	2.95e9	3.35e9	Pa
Tensile strength		2.95e9	3.35e9	Pa
Elongation	*	0.0175	0.0208	strain
Hardness - Vickers		1.57e9	2.45e9	Pa
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	*	2.55e9	2.97e9	Pa
Fracture toughness	*	3e6	6e6	Pa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)*		1e-4	3e-4	

Thermal properties

Melting point		1.75e3 -	1.8e3 K
Maximum service temperature		1.13e3 -	1.25e3 K
Minimum service temperature		0.15	K
Thermal conductivity	*	2 -	6 W/m.°C
Specific heat capacity		1.02e3 -	1.1e3 J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	*	3.5e-6 -	5e-6 strain/°C
Latent heat of fusion	*	1.06e6 -	1.19e6 J/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	*	1e14 -	1e16 ohm.m
Dielectric constant (relative permittivity)	*	8 -	10
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	*	0.003 -	0.005
Dielectric strength (dielectric breakdown)	*	5e6 -	1e7 V/m

Optical properties

Color White
Transparency Opaque

Durability: flammability

Flammability Non-flammable

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh) Excellent
Water (salt) Excellent
Weak acids Excellent
Strong acids Acceptable
Weak alkalis Excellent
Strong alkalis Acceptable
Organic solvents Excellent
UV radiation (sunlight) Excellent
Oxidation at 500C Acceptable
Halogens Acceptable
Metals Acceptable

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	*	7.03e6 -	7.77e6 J/kg
CO2 footprint, primary production	*	0.372 -	0.411 kg/kg
Water usage	*	0.0377 -	0.0417 m ³ /kg

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle	False		
Recycle fraction in current supply		0.1	%
Down cycle	true		
Combust for energy recovery	False		
Landfill	True		

Biodegrade False
 A renewable resource? False
Notes

Typical uses

Asbestos-cement products - flat sheets, tiles, pipes and guttering; Asbestos textiles - safety clothes, belting, chemical plant filters; Brake and clutch linings (when imbedded in phenolic resins).

Warning

All forms of asbestos decompose when heated in the range 875 - 1275K, giving pyroxenes and silicas. Strength values are sensitive to fiber length - values quoted are for 4mm x 15um diameter fibers.

Other notes

Has a sheet silicate structure, rolled around to form hollow tubes. Does not bond as well as amphibole asbestos' to polyester resins.

Reference sources

Data compiled from multiple sources. See links to the References table.

Grain size Grain size: 0.01-0.03um

Links

Process Universe

Reference

Shape

Values marked * are estimates.

No warranty is given for the accuracy of this data