

DETERMINAÇÃO DE CICLOS TÉRMICOS RESULTANTES DE EVENTOS DE FRENAGEM EM TAMBORES DE FREIO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL¹⁾

*Gustavo Borges Amorim²⁾
Luiz Carlos Rolim Lopes²⁾
Jayme Pereira de Gouvêa²⁾
José Adilson de Castro²⁾
José Oswaldo Amaral Tepedino²⁾*

Resumo

Os tambores de freio são componentes mecânicos empregados em dispositivos projetados para absorver a energia cinética de veículos automotores ou implementos rodoviários, convertendo grande parcela desta energia em calor. Os tambores de freio são fabricados em ferro fundido, material escolhido por sua alta condutividade térmica, alta difusividade térmica e baixo custo. Este trabalho teve por objetivo, a construção de um modelo parametrizado para a determinação de ciclos térmicos resultantes de eventos de frenagem em tambores de freio pelo método dos elementos finitos. Com a determinação da carga de frenagem atribuída a cada tambor de freio utilizou-se de uma equação para a determinação de fluxos de calor relacionados a processos de frenagem. Cada valor determinado foi aplicado a uma análise por elementos finitos a fim de se determinar um histórico de temperaturas nodais do tambor de freio, para cada processo de frenagem. De todos os casos analisados, a maior temperatura encontrada está associada a um evento onde o veículo encontra-se num processo de frenagem longa, caracterizada por um intervalo de frenagem de 110 segundos, atingindo-se temperaturas de aproximadamente 800°C na pista de frenagem do componente.

Palavras-chave: Tambores de freio; Análise térmica; Ciclos térmicos.

1) Trabalho a ser apresentado no 60th Annual ABM International Congress– Belo Horizonte – MG
2) Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica - Escola de Engenharia Industrial Metalúrgica de Volta Redonda-UFF, Av. dos Trabalhadores 420 – Vila Sta. Cecília – 27255-125 – Volta Redonda – RJ www.eeimvr.uff.br - amorimgb@metal.eeimvr.uff.br; rolimlop@metal.eeimvr.uff.br.

1 INTRODUÇÃO

Os tambores de freio são componentes mecânicos empregados em dispositivos projetados para absorver a energia cinética de veículos automotores ou implementos rodoviários, convertendo grande parcela desta energia em calor.

A motivação para a execução deste trabalho está fundamentada no fato de não existirem muitos modelos para determinação de ciclos térmicos resultantes de eventos de frenagem em tambores de freio, através de simulação computacional, quando aplicados em implementos rodoviários do tipo semi-reboque de carga seca, como o ilustrado na Figura 1.

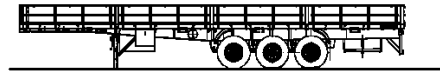


Figura 1. Implemento rodoviário do tipo semi-reboque de carga seca^[1].

Este trabalho teve por objetivo determinar os ciclos de carregamento térmico aos quais estes componentes estão submetidos durante processos de frenagem, gerando um banco de dados que poderá ser utilizado como condição inicial de carregamento em outro modelo computacional, tornando viável a execução de análises de natureza estrutural, neste componente.

2 METODOLOGIA

Determinação da carga de frenagem atribuída à cada tambor de freio:

Propôs-se que, a carga de frenagem para um tambor de freio seja considerada aquela que corresponde a metade da carga por eixo do implemento rodoviário quando este está submetido ao carregamento máximo especificado. A carga de frenagem atribuída a cada tambor de freio corresponde à metade do carregamento máximo admissível de 11 toneladas, para cada viga de eixo; dado fornecido pela Suspensys (fabricante de vigas de eixo para caminhões e implementos rodoviários)^[1].

Caracterização dos eventos de frenagem:

Serão considerados para análise neste modelo, três eventos de frenagem no que se refere a velocidade inicial do veículo e ao tempo necessário para que se promova a parada total do mesmo. Estes três eventos de frenagem traduzem situações consideradas àquelas onde o tambor de freio apresentará vida em fadiga reduzida.

Primeiro evento de frenagem:

Para um primeiro evento de frenagem, considera-se o veículo em um plano à velocidade inicial de 25m/s (aproximadamente 90km/h), acionando seu sistema de freio durante 6 segundos até que a parada total do mesmo esteja concluída, como pode ser observado na Figura 2.

Segundo evento de frenagem:

No segundo evento de frenagem, considera-se o veículo em um plano inclinado a 15° à uma velocidade inicial de 40km/h, mantendo seu sistema de freio acionado durante 110 segundos de maneira que não se permita acréscimos de velocidade, como pode ser observado na Figura 3.

Terceiro evento de frenagem:

O terceiro evento de frenagem, simula a situação em que o veículo se encontra em um plano inclinado a 15° à uma velocidade inicial de 60km/h e freia consecutivamente, alternando-se intervalos de frenagem de 5 segundos, atingindo uma velocidade de 20km/h, e de retomada de 4 segundos. Este processo se repete até 59 segundos. A Figura 4 ilustra o esquema do terceiro evento de frenagem.

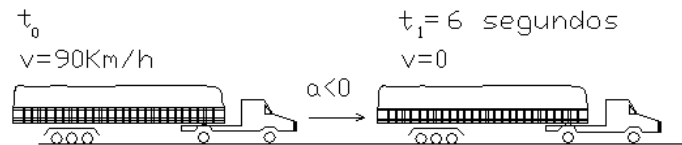


Figura 2. Primeiro evento de frenagem.

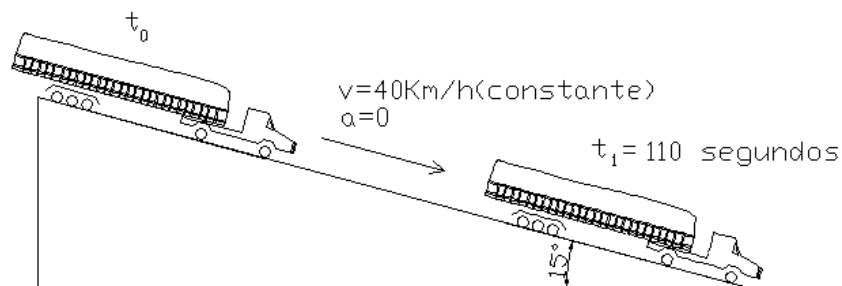


Figura 3. Segundo evento de frenagem.

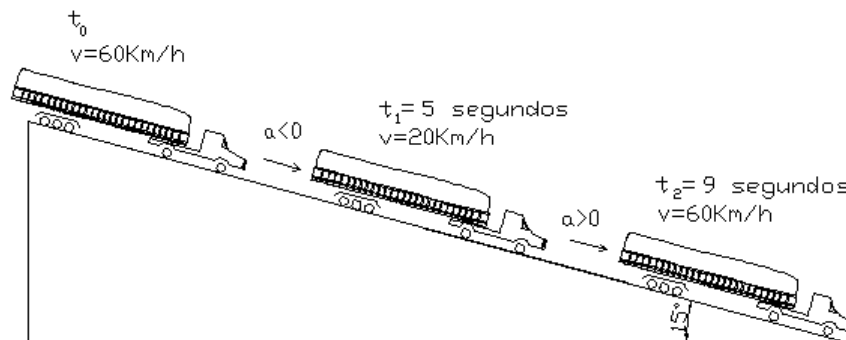


Figura 4. Terceiro evento de frenagem.

Determinação do fluxo de calor e energia total dissipada durante o processo de frenagem:

Com a carga de frenagem determinada para cada tambor de freio, considera-se o esquema do sistema de freio da Figura 5, onde os parâmetros relevantes para a determinação do fluxo de calor e a energia total dissipada durante o processo de frenagem são apresentados.

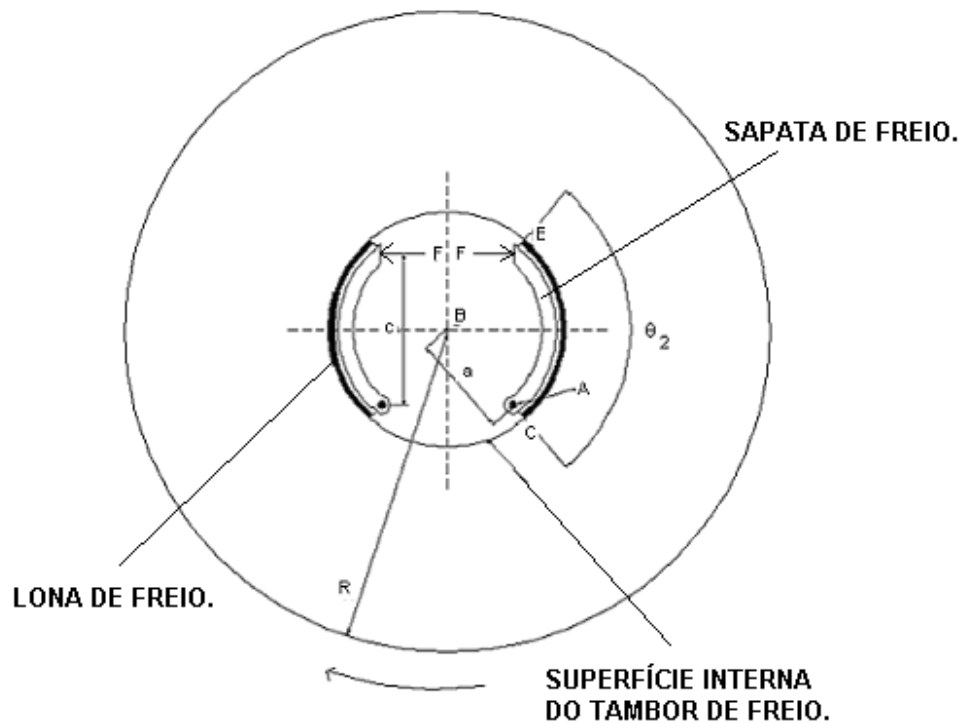


Figura 5. Esquema de um sistema de freio.

Na Figura 5, “F” é a força aplicada às sapatas de freio, “R” é o raio do pneumático aplicado ao veículo, “ θ_2 ”, “a” e “c” são parâmetros que definem a geometria do sistema de freio. Quando os componentes rotativos de uma máquina sofrem o processo de frenagem, a energia cinética de rotação deve ser absorvida pelo freio dissipando-se na forma de calor.

A capacidade de torque de um freio depende dos seguintes fatores:

- Coeficiente de atrito entre os materiais da lona e do tambor de freio;
- Raio interno do tambor;
- Largura da sapata de freio;
- Pressão máxima na superfície de contato entre a sapata e o tambor de freio; e
- Extensão da superfície onde ocorre atrito.

A operação de frenagem é finalizada no instante em que as velocidades angulares do tambor e do sistema de freio se igualam, ou seja, quando a velocidade relativa entre eles é igual a zero; o tempo requerido t_1 em segundos, para que a operação de frenagem esteja completa é dado por 1:

$$t_1 = I_1 I_2 \left(\frac{W_1 - W_2}{T(I_1 + I_2)} \right) \quad 1$$

onde:

$W_1 \Rightarrow$ Velocidade angular do tambor de freio em rad/s, sabendo que $W_1 = v/R$.

$v \Rightarrow$ Velocidade de translação do veículo em metros por segundo.

$W_2 \Rightarrow$ Velocidade angular do sistema de freios, igual a zero.

$T \Rightarrow$ Torque total do sistema de freio em Newton metro.

$I_1 \Rightarrow$ Inércia do sistema de freio, considerado $1.000.000 \text{ kgm}^2$.

$I_2 \Rightarrow$ Inércia do tambor de freio em kgm^2 , calculado.

Para a determinação do parâmetro I_2 , transformaremos energia cinética de translação do veículo em energia cinética de rotação do tambor de freio, cujo o procedimento constitui:

A energia cinética de translação do veículo, em Joules, vale:

$$E_t = \frac{1}{2}mv^2 \quad 2$$

A energia cinética de rotação do tambor de freio, em Joules, vale^[2]:

$$E_r = \frac{1}{2}W_1^2 I_1 \quad 3$$

Igualando as equações 2 e 3, temos:

$$I_1 = \frac{mv^2}{W_1^2} [\text{kgm}^2] \quad 4$$

Pode-se encontrar a taxa de dissipação de energia \dot{u} durante o processo de frenagem que é dada em Joules por segundo, pela equação 5:

$$\dot{u} = T \dot{\theta} = T \left[W_1 - W_2 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) t \right] \quad 5$$

A energia total dissipada “E”, durante o processo de frenagem é obtida integrando-se a equação 5 de $t = 0$ até $t = t_1$, assim obtém-se, em Joules:

$$E = \int_0^{t_1} u dt = T \int_0^{t_1} \left[W_1 - W_2 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) t \right] dt = I_1 I_2 (W_1 - W_2)^2 / 2(I_1 + I_2) \quad 6$$

No modelo computacional, foi aplicado um fluxo de calor por unidade de área, que é obtido dividindo-se o fluxo de calor encontrado, pela área interna do tambor que está em contato com as lonas de freio^[3].

Análise térmica transiente pelo método dos elementos finitos(M.E.F):

Construiu-se um modelo bi-dimensional do tambor de freio em elementos finitos, com o auxílio do programa comercial ANSYS 7.0(versão acadêmica), onde considera-se a axissimetria do modelo, tanto em sua geometria quanto em seu carregamento, para simular o fenômeno da condução de calor em regime transiente no tambor de freio, quando a superfície interna do mesmo está submetida a um fluxo de calor constante por unidade de área, como o definido anteriormente, a fim de que se determine um histórico de temperaturas nodais para aqueles ciclos de frenagem definidos anteriormente. O modelo bi-dimensional, com 1960 elementos, onde pode-se observar a condição de axissimetria está ilustrado na Figura 6. A linha pertinente à geometria, que é indicada pela seta vermelha, indica a região onde se aplica o fluxo de calor por unidade de área. As linhas azuis indicam as regiões onde considerou-se o fenômeno da convecção.

O elemento utilizado no modelo foi o plano 77, que pode ser aplicado em análises cuja a estrutura apresenta axissimetria circular. Este elemento possui oito nós com um grau de liberdade cada, temperatura, se ajustando bem à geometrias curvas. O elemento Plano 77 pode ser aplicado em análises axissimétricas de condução de calor em regime estacionário ou transiente^[4].

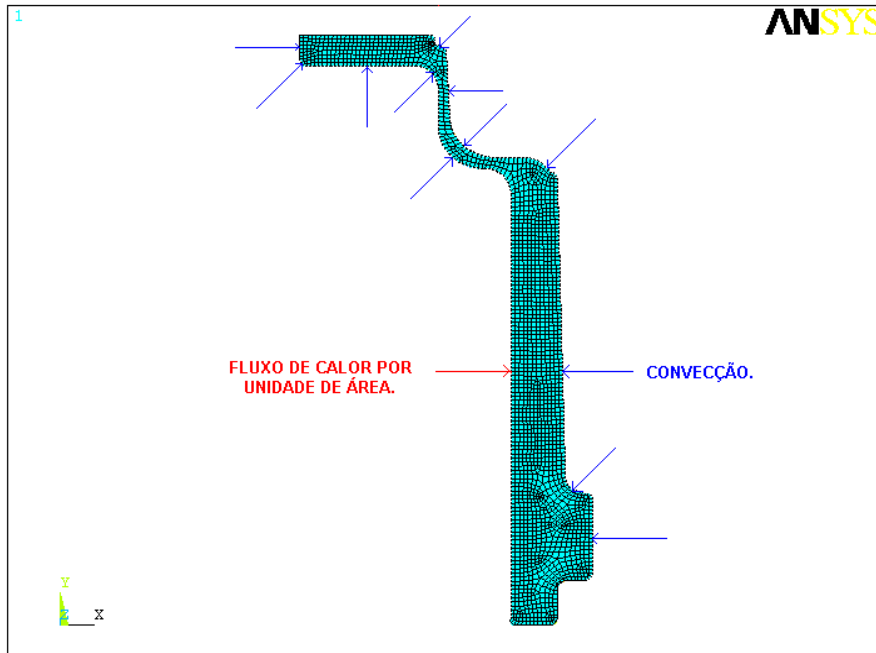


Figura 6. Modelo bi-dimensional utilizado na análise térmica.

Propriedades dos materiais:

As propriedades do material (ferro fundido cinzento) consideradas nesta análise foram a condutividade térmica e o calor específico. Vale ressaltar que as duas propriedades são função da temperatura; nas Figuras 7 e 8 pode-se observar o comportamento destas propriedades quando da variação da temperatura.

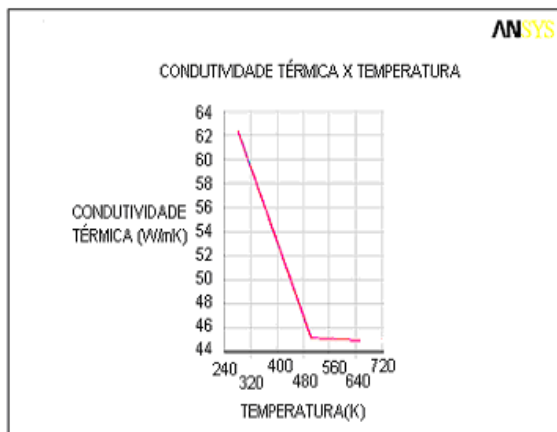


Figura 7. Condutividade térmica em função da temperatura^[5].

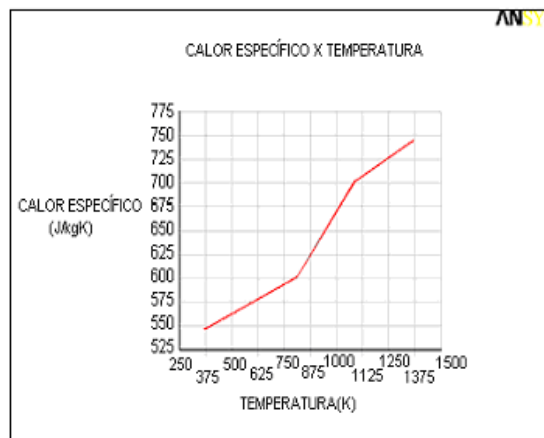


Figura 8. Calor específico em função da temperatura^[5].

3 RESULTADOS/DISSCUSSÕES

Fluxo de calor dissipado durante o processo de frenagem:

Faz-se na Figura 5, $c = 0,20$ m, $a = 0,13$ m, $\theta_2 = 100^\circ$, $r = 0,20$ m (Raio interno do tambor de freio); $b = 0,20$ m (largura das lonas de freio), $f = 0.32$ (Coeficiente de

atrito entre os materiais da sapata e tambor de freio), e $R = 0.50$ m (raio do pneumático).

Primeiro evento de frenagem:

Apresenta-se na Tabela 1 os resultados de três valores para fluxos de calor por unidade de área para a situação em que o veículo está inicialmente à velocidade de 25m/s (aproximadamente 90km/h), e é submetido a diferentes valores de pressão de contato entre as lonas de freio e a superfície interna do tambor de freio, configurando-se assim, para este primeiro evento de frenagem, três diferentes tipos de parada no que se refere ao tempo necessário para que a parada total do veículo esteja concluída.

Tabela 1. Primeiro evento de frenagem.

Pressão de contato (MPa)	Tempo de parada (s)	Fluxo de calor (J/s)	Fluxo de calor por unidade de área (J/sm^2)	Energia total dissipada(J)
1,00	11,40	$1,50 \times 10^5$	$5,89 \times 10^3$	$1,71 \times 10^6$
1,50	8,00	$2,12 \times 10^5$	$8,48 \times 10^3$	$1,70 \times 10^6$
2,00	6,00	$2,86 \times 10^5$	$11,44 \times 10^3$	$1,71 \times 10^6$

Observa-se que, quanto menor é o intervalo de tempo para que se promova a parada total do veículo, maior o fluxo de calor por unidade de área, constatando-se ainda que a energia total dissipada durante o processo se conserva para os diferentes tipos de eventos, quando a velocidade inicial do veículo é a mesma. O terceiro tipo de parada, aquele que se configura em 6 segundos, passará a ser tratado como primeiro evento de frenagem(brusca).

Segundo evento de frenagem:

Para caracterizar o segundo evento de frenagem, imaginou-se o veículo em um plano inclinado à 15° dotado de uma velocidade inicial de 40km/h, mantendo acionado seu sistema de freios de maneira que não fossem permitidos incrementos em sua velocidade durante um intervalo de tempo de 110 segundos. Apresenta-se na Tabela 2, o valor obtido para fluxo de calor por unidade de área aplicado à superfície interna do tambor de freio para o segundo evento de frenagem.

Tabela 2. Segundo evento de frenagem.

Pressão de contato (MPa)	Tempo de operação (s)	Fluxo de calor por unidade de área (J/sm^2)
0,85	110,00	$5,88 \times 10^5$

Terceiro evento de frenagem:

Para caracterizar o terceiro evento de frenagem, imaginou-se o veículo a uma velocidade inicial de 60 km/h acionando o sistema de freios até que se atinja uma velocidade de 20 km/h, liberando posteriormente o sistema de freios, proporcionando assim a retomada de velocidade até que se atinja novamente a velocidade inicial. Repetiu-se este processo em intervalos de frenagem de 5s e de retomada de 4s, como o definido anteriormente. Apresenta-se na Tabela 3, os valores obtidos para fluxo de calor por unidade de área aplicado à superfície interna do tambor de freio para o terceiro evento de frenagem:

Tabela 3. Terceiro evento de frenagem.

Pressão de contato (MPa)	Tempo de parada (s)	Tempo de retomada (s)	Fluxo de calor por unidade de área (J/sm ²)
1,50	5,00	4,00	1,64 x 10 ⁶

O fluxo de calor por unidade de área, só foi aplicado na pista de frenagem, para os intervalos de tempo que constituem frenagem.

Análises térmicas:

Nesta análise, determinaram-se temperaturas nodais, em intervalos de tempo conhecidos para cada um dos três eventos de frenagem como os caracterizados anteriormente. No modelo térmico, assumiu-se a temperatura de 15°C(288K) como sendo a temperatura do ar de convecção, adotou-se um “h” de 100 W/m²K^[6], naquelas regiões onde o fenômeno de convecção foi considerado. A temperatura inicial do tambor de freio foi considerada como sendo de 27°C(300K). Na região do tambor de freio onde se aplicou, durante o processo de frenagem, o fluxo de calor por unidade de área, durante o processo de resfriamento, aplicou-se a convecção. Na Figura 9, pode-se observar a localização de alguns nós denominados P01, P02, P03, P04, P05, P06, P07, P08 e P09, onde se determinam históricos de temperatura para cada evento de frenagem. As Figuras 10, 11 e 12 mostram a evolução das temperaturas para cada um daqueles pontos definidos pela Figura 9 dentro do primeiro, segundo e terceiro eventos de frenagem.

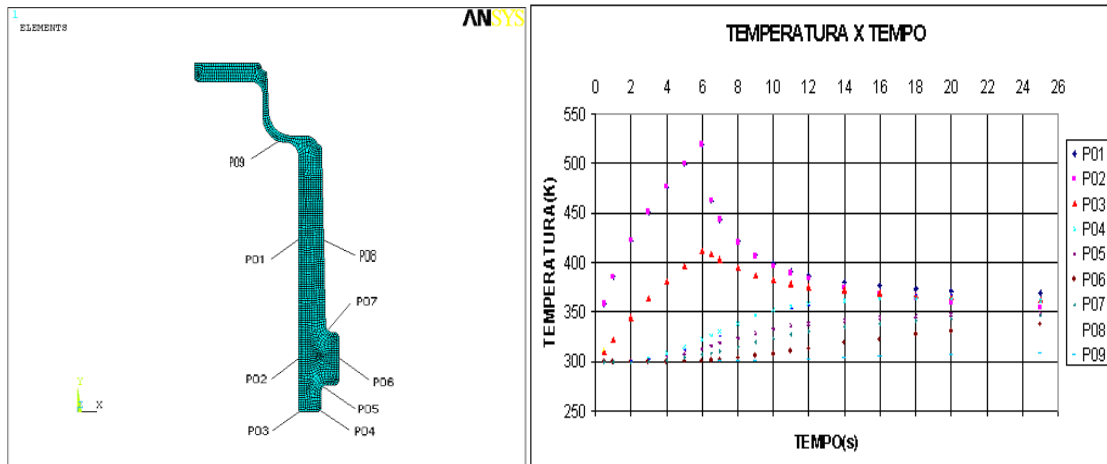


Figura 11. Pontos P01,P02,P03,P04, P05,P06,P07,P08 E P09.

Figura 10. Temperatura X tempo (Primeiro evento de frenagem).

Segundo a revista Metalurgia e Materiais^[7], os tambores de freio são componentes que devem ser capazes de atuar em temperaturas que atingem 800°C. Em um veículo, no final da descida de uma serra, por exemplo, podem estar com os tambores de freio a uma temperatura de 600°C, dados que conferem com aqueles das Figuras 12 e 13 obtidos a partir da análise térmica.

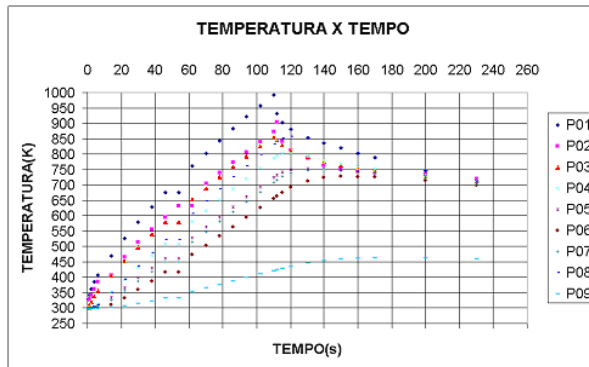


Figura 12. Temperatura X tempo (Segundo evento de frenagem).

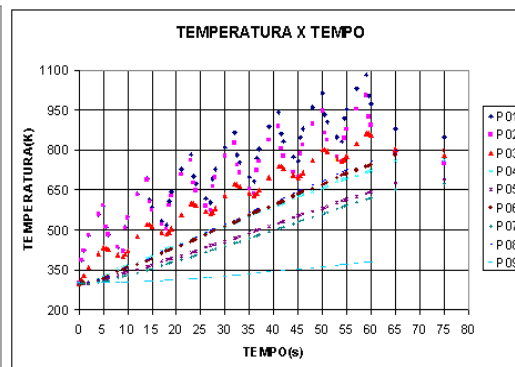


Figura 13. Temperatura X tempo (Terceiro evento de frenagem).

4 CONCLUSÕES

Dentre os pontos analisados, o que apresenta os maiores gradientes de temperatura, nos três eventos analisados, é o ponto P01, localizado na pista de frenagem do tambor de freio; e o ponto P09 é o que apresenta os menores gradientes de temperatura. No terceiro evento de frenagem, frenagem consecutiva, observa-se a maior temperatura atingida, que ocorre no ponto P01 localizado na pista de frenagem do tambor de freio.

Vale ressaltar que este modelo permite a construção de históricos de temperatura para cada um dos nós pertinentes ao modelo, de tal forma que estes dados podem ser utilizados como condição inicial de carregamento para que se possa executar análises de tensões nestes componentes.

Agradecimentos

Um dos autores (**Amorim, G.B.**) agradece a CAPES por financiar, através de bolsa de estudos, o desenvolvimento deste trabalho. Os autores agradecem à FAPERJ e à Pró-Reitoria de Pós-graduação e Pesquisa da UFF pelo suporte financeiro ao grupo de Modelamento e Simulação de Processos e Fenômenos da Universidade Federal Fluminense.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 Pesquisa em internet. Disponível em: <<http://www.Suspensys.com.br>. Acesso em: dez. 2003.
- 2 Tipler, P. Física(mecânica). 3 ed. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1991. p. 219-220.
- 3 Shigley, J.E., Mischke, C.R. Mechanical Engineering Design. 6 ed. Mc Graw-Hill International, 2001.p. 999-1007/1026-1027.
- 4 Ansys User's Manual for Revision 5.0. Swanson Analysis Systems Inc., 1994. v. 3.
- 5 Metals Handbook. The American Society For Metals, 1948. p. 433.
- 6 Ashby, M.F. Materials Selection in Mechanical Design. Pergamon Press, 1992. p. 48.
- 7 Metalurgia e Materiais. São Paulo, vol.60AB, Segmento, V. 60, p. 369, jul. 2004.

STUDY OF THERMAL CYCLES RESULTING FROM BRAKING EVENTS USING NUMERICAL MODELING

*Gustavo Borges Amorim
Luiz Carlos Rolim Lopes
Jayme Pereira de Gouvêa
José Adilson de Castro
José Oswaldo Amaral Tepedino*

Abstract

The brake's drums are mechanical components developed to transform kinetic energy of automotive vehicles into heat. In general, brake's drums are made in cast iron because of high thermal conductivity, high thermal difusivity and low cost of this material. The main objetive of this work is to build a parametric model to be used to determine the thermal cicles in a drum brake by means of simulation of different types of braking process, using FEM methods. The ANSYS 7.0 software has been employed. The heat energy generated by different braking loads were applied to the model in order to produce a history of thermal transients and thermal nodal solutions. With the thermal nodal solutions, a history of loading transients has been generated.

Key-words: Drum brakes; Thermal analysis; Thermal cicles.

1) Paper to be presented at 60th Annual ABM International Congress– Belo Horizonte –MG- July, 25 - 28 (2005)

*2) Post-graduate Program on Metallurgical Engineering–Escola de Engenharia Metalúrgica de Volta Redonda-UFF, Av. dos Trabalhadores 420 27255-125–Volta Redonda–RJ–Brazil–www.eeimvr.uff.br–amorimgb@metal.eeimvr.uff.br;
rolimlop@metal.eeimvr.uff.br.*