

Revista Eletrônica



Volume 5 – Número 1 - 2025

Tensões Térmicas em Discos de Freio Automotivos: Estudo do Efeito da Variação de Temperatura em Componentes de Alta Rotação.

Matheus José Ferreira Borelli

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

borelli.matheus@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta um estudo analítico sobre as tensões térmicas desenvolvidas em discos de freio automotivos durante frenagens severas. Foram utilizadas formulações clássicas de LIMPERT para determinar a distribuição de temperatura e a tensão térmica em função das propriedades do material, da geometria do disco e das condições de convecção, além do uso de métodos de simulação computacional. O modelo foi aplicado a um disco *Brembo 08.4177.10*, considerando uma frenagem a partir de 100 km/h em um veículo de 1100 kg. Os resultados indicam aumento máximo de temperatura superficial de aproximadamente 237 K e tensões compressivas significativas na superfície do rotor. As equações apresentadas demonstram boa coerência com valores teóricos encontrados na literatura, contribuindo para o entendimento do comportamento térmico de sistemas de frenagem em alta rotação.

Palavras-chave

Tensões térmicas, Potência de Frenagem, Discos de Freio, Mecânica dos Sólidos.

Abstract

This work presents an analytical study on the thermal stresses developed in automotive brake discs during severe braking. Classical formulations by LIMPERT were used to determine the temperature distribution and thermal stress as functions of the material properties, disc geometry, and convection conditions, along with computational simulation methods. The model was applied to a *Brembo 08.4177.10* disc, considering a braking event from 100 km/h in a 1100 kg vehicle. The results indicate a maximum surface temperature rise of approximately 237 K and significant compressive stresses on the rotor surface. The presented equations show good agreement with theoretical values found in the literature, contributing to the understanding of the thermal behavior of high-speed braking systems.

Keywords

Thermal Stresses, Braking Power, Brake Discs, Solid Mechanics.

1 – Introdução

O sistema de freios desempenha papel central na segurança veicular, uma vez que é responsável pela conversão da energia cinética e potencial do veículo em calor, por meio do atrito entre componentes de atrito e elementos rotativos. Esse processo garante a redução da velocidade, a manutenção do movimento ou a completa imobilização do veículo, de acordo com a necessidade operacional. Historicamente, os freios a tambor dominaram o mercado automotivo devido à sua simplicidade e baixo custo. Entretanto, com a evolução tecnológica, os freios a disco passaram a ser amplamente utilizados, especialmente em veículos de passeio e, mais recentemente, em veículos comerciais, devido ao seu desempenho superior em condições severas de uso.

Os freios a tambor funcionam pela expansão de sapatas contra a superfície interna do tambor, o que garante grande capacidade de multiplicação de força, embora apresente desvantagens em dissipação térmica. Já os freios a disco consistem em um disco metálico solidário à roda, contra o qual atuam pastilhas de atrito pressionadas hidráulicamente ou pneumaticamente. Este sistema apresenta maior linearidade na resposta de frenagem, menor variação do torque de frenagem e desempenho superior em altas velocidades, justificando sua adoção crescente no setor automotivo. Contudo, ainda há limitações quanto ao custo de produção e à vida útil das pastilhas em aplicações severas, aspectos nos quais o freio a tambor mantém relevância.



Figura 1 – Modelo de Freio Ventilado e Sólido.

Do ponto de vista térmico, ambos os sistemas estão sujeitos a condições extremas, uma vez que a energia cinética do veículo é dissipada quase integralmente na forma de calor. A distribuição desse calor entre disco e pastilha depende das propriedades térmicas dos materiais, da geometria e das

condições de resfriamento. Estudos indicam que a maior parte da energia é absorvida pelo disco ou tambor, que atua como principal dissipador, enquanto uma fração menor é absorvida pelo material de atrito. Esse desequilíbrio pode levar à formação de gradientes térmicos significativos, que, por sua vez, favorecem a ocorrência de trincas e deformações, comprometendo a durabilidade e a segurança do sistema de freio.

O projeto de freios deve considerar cuidadosamente a análise térmica, visto que a geração e a dissipação de calor influenciam diretamente a integridade de todos os componentes do sistema, incluindo fluido, cilindros, mancais e selos. A potência de frenagem não é constante, atingindo valores máximos no início da desaceleração e diminuindo até a parada completa. Durante frenagens severas, as temperaturas podem alcançar entre 300 °C e 400 °C em veículos comerciais, níveis suficientes para provocar o fenômeno de *fade* e comprometer a eficiência. Assim, o controle térmico, seja por meio da seleção de materiais com maior condutividade térmica e calor específico, seja pela otimização geométrica e ventilação dos discos, constitui aspecto essencial no desenvolvimento de sistemas de freio seguros e duráveis.

O objetivo deste estudo é compreender e demonstrar os esforços causados pela tensão térmica sobre discos de freios automotivos utilizando fórmulas apresentadas principalmente por Limpert, além de apresentar análises quanto aos resultados obtidos.

2 – Definições da Energia, Distribuição Térmica e Tensão Térmica

Segundo LIMPERT, para uma parada completa de um veículo a energia de frenagem é dada por:

$$E_b = mV_1^2/2 + I\omega_1^2/2 \quad (1)$$

Onde m é massa do carro, V a velocidade inicial ao frear, I o momento de inércia e ω a velocidade angular inicial das partes rotativas ao frear. Expressando em termos relativos da revolução da roda $V = R\omega$, obtemos:

$$E_b = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) V_1^2 \approx \frac{kmV_1^2}{2} \quad (2)$$

Onde k é o fator de correção das massas rotativas, $K \approx \frac{I}{R^2 m}$ e R o raio da roda do veículo.

A potência de frenagem é a divisão da energia de frenagem (E_b) pelo tempo em que ocorre a frenagem. Considerando a desaceleração constante, a potência da frenagem pode ser calculada por:

$$P_b = Kma(V_1 - at) \quad (3)$$

Para cálculo da potência média, total e fluxo de calor superficial, temos:

$$P_{bav} = \frac{kmaV_1}{2} \quad (4)$$

$$P_{(0)} = 2P_{bav} \quad (5)$$

$$P''_{(0)} = \frac{P_{(0)}}{A_s} \quad (6)$$

onde A_s é a área superficial do disco.

Para determinarmos a temperatura máxima da superfície do disco em uma única parada, sem considerarmos o resfriamento do ambiente, utilizaremos a seguinte equação:

$$T_{máx} - T_i = \frac{5}{18} \frac{\frac{1}{2} P''_{(0)} t_s^{1/2}}{(\rho ck)^{1/2}} \quad (7)$$

onde t_s é o tempo de parada do veículo, encontrado por $t_s = V_1/a$; “ c ” e “ ρ ” é o calor e a massa específica do material do rotor, “ k ” a condutividade térmica do material e T_i é a temperatura inicial ou temperatura do ambiente.

LIMPERT explica que para encontrar a fórmula da distribuição de calor ao longo do rotor para um fluxo de calor constante, é utilizado uma superposição $\theta(z, t) = \Psi(z, t) + \Phi(z)$, já que a temperatura alcançaria valores finitos conforme o tempo se aproxima do infinito. Sendo essa superposição definida pelas seguintes equações definidas em termos para a transformação $\theta = T - T_\infty$:

Equação diferencial: $\partial\theta/\partial t = a (\partial^2\theta/\partial z^2)$

Condições de contorno: $\partial\theta/\partial z (0, t) = 0$; $\partial\theta/\partial z (L, t) + (h/k)\theta(L, t) = P''_0/k$

Condições iniciais: $\theta(z, 0) = \theta_i = T_i - T_\infty$

A partir da solução das equações diferenciais é obtido a equação para a temperatura relativa de uma frenagem a partir de fluxo constante de calor:

$$\theta_0(z, t) = \left(\frac{q''_0}{h_r}\right) \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{\theta_i h_r}{q''_0} - 1 \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times e^{-a_t t \lambda_n^2} \cos(\lambda_n z) + 1 \right] \quad (8)$$

Na equação 8 temos as seguintes constantes, L que corresponde a uma das metades do rotor, z distância horizontal do rotor ao seu meio, $\theta_i = T_i - T_a$ que corresponde a diferença da temperatura inicial do rotor (T_i) e a temperatura do ambiente (T_a), $a_t = k_R / \rho_R c_R$ a qual define a difusão térmica pela condutividade térmica do rotor (k_R) em relação a densidade (ρ_R) e calor específico do rotor (c_R), q''_0 fluxo de calor médio no rotor. Quanto ao coeficiente de transferência de calor por convecção (h_r) é definido pela seguinte equação:

$$h_r = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \quad (9)$$

onde k_a é a condutividade térmica do ar, D o diâmetro do rotor e Re o número de Reynolds que é definido por $Re = \frac{DV\rho_a}{\mu_a}$, onde V a velocidade do veículo, ρ_a densidade do ar, μ_a viscosidade dinâmica do ar. Sendo essa equação (9) exclusivamente para discos sólidos com números de Reynolds maiores que 2.4×10^5 . Para valores menores temos essa outra equação de h_r :

$$h_r = 0.7 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \quad (10)$$

Continuando o desenvolvimento da equação (8), temos t para o tempo, $\theta_0(z, t) = T_0(z, t) - T_a$ para relação da temperatura relativa de uma frenagem com fluxo de calor constante e λ_n que é definido por $\lambda_n = \lambda_n L / L$, sendo $\lambda_n L$ encontrado a partir da seguinte equação transcendental:

$$(\lambda_n L) \tan \lambda_n L - h_r L / k = 0 \quad (11)$$

Equações transcendentais podem ser resolvidas de várias formas uma delas é utilizando a iteração por meio do método de Newton-Raphson ou por meio da interseção das retas ao considerar $\lambda_n L = x$, plotarmos separadamente uma reta para a incógnita x e outra para a curva $\frac{h_r L / k}{\tan x}$, possibilitando a solução do somatório da equação 8 que depende das n raízes de λ_n .^{[3][4]}

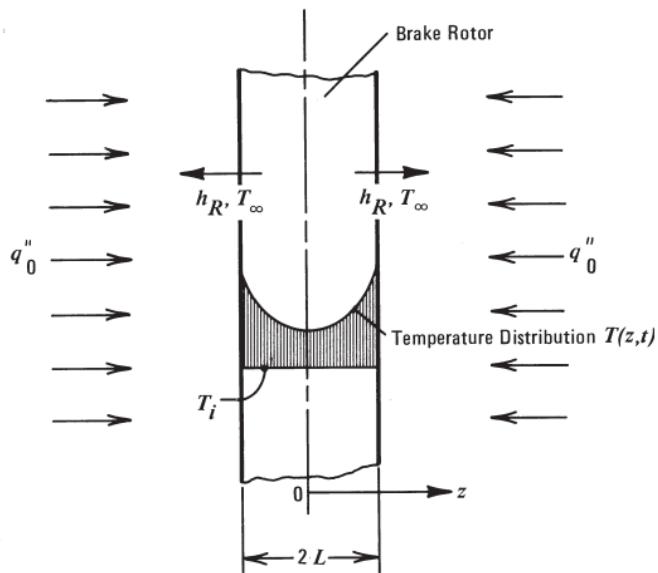


Figura 2 – Representação física do rotor sólido.

“Tensões térmicas são resultados da não uniformidade da distribuição de temperatura...”, “...onde na maioria dos casos de tensões térmicas é possível realizar a separação do cálculo da temperatura do cálculo de estresse e resolvê-los consecutivamente.” (LIMPERT, p. 107).

A equação abaixo é uma aproximação para o cálculo da tensão de compressão em caso de aumento da temperatura.

$$\sigma = - \left(\frac{E}{1-\nu} \right) \alpha_T \Delta T \quad (12)$$

onde E é modulo elástico, ΔT a variação de temperatura, α_T coeficiente de expansão térmica, ν razão de Poisson.

Desprezando a tração de superfície e força de corpo, e que a temperatura é uma função da espessura e do tempo, onde a sua distribuição é simétrica obtemos a seguinte equação para a tensão produzida por um fluxo de calor constante:

$$\sigma(z, t) = \frac{2a_T E q''_0}{(1-\nu) h_r} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{\sin(\lambda_n L) e^{-a_t t \cdot \lambda_1^2}}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times \left(\frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L} - \cos(\lambda_n z) \right) \right\} \quad (13)$$

Para a tensão produzida por um fluxo de calor com decrescimento linear teremos a seguinte equação a seguir:

$$\sigma(z, t) = \frac{q''(0)}{q''_0} \sigma_0(z, t) + \frac{2 \cdot q''(0) \cdot a_T \cdot E}{t_s(1-v) h_r} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\alpha_1)}{\lambda_1 L + \sin(\alpha_1) \cos(\alpha_1)} \times \frac{1 - e^{-a_t \cdot \lambda_1^2 \cdot t}}{a_t \cdot \lambda_1^2} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha_1)}{\lambda_1 L} - \cos\left(\lambda_1 z \cdot \frac{180}{\pi}\right) \right) \quad (14)$$

sendo $P''_0 = q''_0 = \frac{q''(0)}{2}$ e $q''(t) = q''_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_s}\right)$.

3 – Aplicação da Metodologia

Foi escolhido o modelo de freio a disco 08.4177.10 da *Brembo*, pois ele é similar e compatível com os freios a disco de carros como o Volkswagen Gol I, Gol II, Passat entre outros carros.

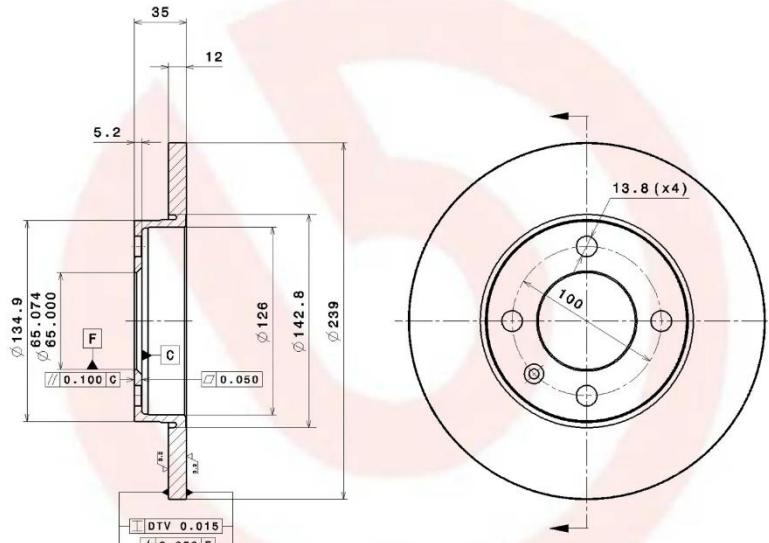


Figura 3: Desenho técnico do disco de freio de exemplo.

A partir da escolha do freio foi definida sua geometria e material como apresentado nos parâmetros das tabelas a seguir.

Tabela 1: Parâmetros de geometria do disco de freio

Largura (L)	6 mm
Diâmetro (D)	239 mm
Área de contato (A_s)	0.01256 m ²

Tabela 2: Propriedades do material do rotor.

Material do rotor	Ferro Fundido Cinzento ASTM A48 Classe 40
Massa Específica (ρ)	7.395 kg/m ³
Calor Específico (c)	450 J/Kg · K
Condutividade Térmica (k)	48.038 Nm/s · m · K
Módulo de Young (E)	123.967 GPa
Coeficiente de Poisson (v)	0.265
Coeficiente de Expansão Térmica (α_T)	$1.3 \cdot 10^{-5}$

Em que A_s representa a região de contato entre a pastilha e o disco de freio, definida de forma genérica, com base em uma faixa de diâmetros entre 220 e 180 mm ao longo do disco, conforme ilustrado na imagem a seguir:

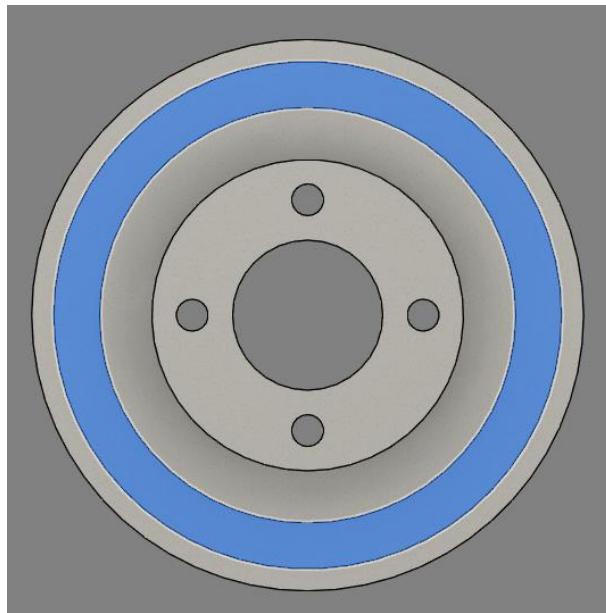


Figura 4: Área de contato da pastilha com o disco.

Para definição do estudo, foi considerada uma situação de parada única, onde o veículo escolhido foi um Volkswagen Gol GL 1.8, pesando 950kg, o qual possui dois passageiros de 70kg e 10kg de bagagem. Sendo a desaceleração do veículo de 0.4g a uma velocidade 100 km/h (27.7 m/s), com porcentagem de frenagem de 75% nos freios dianteiros, fator de massa rotativa k = 1, distribuição de calor sobre os rotores de 0.90, e um deslizamento de 10% do pneu, e temperatura inicial nos freios de 333.15 K (60°C) e temperatura ambiente de 298.15 K (25°C).

Inicialmente, calcula-se a potência média de frenagem utilizando a Eq. 4:

$$P_{bav} = \frac{1 \cdot 10791 \cdot 0.4 \cdot 9.81 \cdot 27.7}{2 \cdot 9.81} = 59948.32 \text{ Nm/s}$$

Precisamos calcular a potência de frenagem que ocorre em um lado do rotor conjuntos dos outros fatores:

$$P_{(0)} = P_{bav} \cdot 0.75 \cdot 0.5 \cdot 0.5 \cdot 0.9 \cdot (1 - 0.1) = 9104.65 \text{ Nm/s}$$

Dessa forma, obtém-se o fluxo de calor:

$$P''_{(0)} = \frac{P_{(0)}}{A_s} = \frac{9104,65}{0.01256} = 724546.5 \text{ Nm/s} \cdot \text{m}^2$$

Ao determinar o tempo de parada com a seguinte equação:

$$t_s = \frac{v}{a} = \frac{27.7}{0.4 \cdot 9.81} = 7.079 \text{ s}$$

Assim podemos utilizar aproximação apresentada na Eq. 7 para calcular o valor da variação térmica sem considerar a convecção.

$$T_{máx} - T_i = \frac{\sqrt{\left(\frac{5}{18}\right)} \cdot P''_{(0)} \cdot \sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho c k)}} = 80.39 \text{ K}$$

Com isso poderíamos determinar a tensão térmica que ocorre na superfície do rotor, no entanto, ao desconsiderar a convecção, obtém-se um valor superestimado para a tensão, ocasionando falta de acurácia do método. Portanto será calculado o valor de Reynolds para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, levando em consideração a temperatura ambiente apresentado no problema.

Tabela 3: Propriedades do ar em 25°C.

Densidade do fluido (ρ_a)	1.184 kg/m ³
Viscosidade dinâmica (μ_a)	0.0000186 kg/m · s
Condutividade térmica do ar (k_a)	0.026 Nm/s · K · m

Ao aplicar os valores na fórmula para cálculo do número de Reynolds teremos:

$$Re = \frac{DV\rho_a}{\mu_a} = \frac{0.239 \cdot 27.77 \cdot 1.184}{0.0000186} \cong 422451$$

Assim calculamos h_r , utilizando a Eq. 9 pois nosso número de Reynolds é maior que $2,4 \cdot 10^5$:

$$h_r = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} = 0.04 \left(\frac{0.026}{0.239} \right) \cdot 422451^{0.8} = 137.8 \text{ Nm/s} \cdot \text{K} \cdot \text{m}$$

A difusão térmica é calculada pela seguinte equação:

$$a_t = k_R / \rho_R c_R = 0.000014 \text{ m}^2/\text{s}$$

Para encontrar o valor $\lambda_n L$ será resolvida a equação transcendental a seguir por meio do método de Newton-Raphson:

$$(\lambda_n L) \tan(\lambda_n L) = h_r L / k$$

Consideramos $\lambda_n L = x$ sendo colocada em forma de função:

$$f(x) = x \cdot \tan(x) - h_r L / k$$

E a derivando:

$$f'(x) = \tan(x) + x \cdot \sec^2(x)$$

Aplicando a fórmula de Newton-Raphson:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x)}{f'(x)}$$

Ao considerarmos um valor baixo como $x_0 = 1$ ou até mesmo 0.1 iremos garantir de encontrar a primeira raiz de nossa equação. É necessário realizar a iteração da equação acima para convergir ao valor da raiz mais próxima ao valor inicial. Ao realizar esse processo teremos:

$$x = \lambda_n L = 0.13367$$

De tal forma,

$$\lambda_n = \lambda_n L / L = 0.13367 / 0.006 = 22.278 \text{ (1/m)}$$

Ao calcular os senos e cossenos do somatório devemos calcular em ($^{\circ}$), assim obteremos:

$$\lambda_n L \cdot \frac{180}{\pi} = 7.658^{\circ}$$

Por fim, podemos calcular a Eq. 8 para um tempo de parada $t_s = 7.079s$, na posição $z_0 = 0$ e $z_1 = L$, assim encontraremos o aumento da temperatura na superfície para um fluxo constante de calor:

$$\begin{aligned} \theta_0(z_1, t_s) &= \left(\frac{724546.5}{137.8} \right) \\ &\times \left[2 \left(\frac{(333.15 - 297.15) \cdot 137.8}{724546.5} - 1 \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(7.658^{\circ})}{0.13367 + \sin(7.658^{\circ}) \cos(7.658^{\circ})} \right. \\ &\quad \left. \times e^{-(0.000014) \cdot 7.079 \cdot 0.13367^2} \cos(0.13367 \cdot 0.006) + 1 \right] \end{aligned}$$

$$\theta_0(z_1, t_s) = T_0 - T_i = 237.68 K$$

E para z_0 , no meio do rotor:

$$\theta_0(z_0, t_s) = T_0 - T_i = 49.09 K$$

Neste caso, $n = 1$ no termo de soma, é suficiente para resolução do problema, sendo necessário $n > 2$ somente em situações em que o tempo de parada seja menor que 1 segundo.

Realizando o mesmo para a Eq. 13, podemos calcular a tensão térmica produzido por um fluxo de calor constante:

$$\sigma(z, t) = \frac{2a_T E q''_0}{(1-\nu)h_r} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{\sin(\lambda_n L) e^{-a_t t \lambda_n^2}}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times \left(\frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L} - \cos(\lambda_n z) \right) \right\}$$

Obtemos:

$$\sigma(z, t) = 65375418.25 N/m^2$$

Ou

$$\sigma(z, t) = 65,375 \text{ MPa}$$

4 – Simulação

O desenvolvimento de um produto geralmente envolve as etapas de concepção, criação de protótipos, testes, análise dos resultados e ajustes até alcançar um desempenho adequado. Para diminuir custos e tempo na produção de múltiplos protótipos, utiliza-se a simulação computacional, que possibilita otimizar o projeto e avaliá-lo em diferentes condições antes da fabricação física.

De forma a avaliar o método analítico proposto, utilizaremos ferramentas de CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering), onde CAD é o *software* responsável pelo projeto da peça e CAE o *software* responsável por realizar as simulações utilizando técnicas como FEA (Análise de elementos finitos) ou CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional). Dessa forma podemos obter dados que se aproximem a realidade e compará-los.

A seguir temos o projeto 3D do disco de freio 08.4177.10 da *Brembo* utilizando o *software* de CAD/CAE Fusion 360.

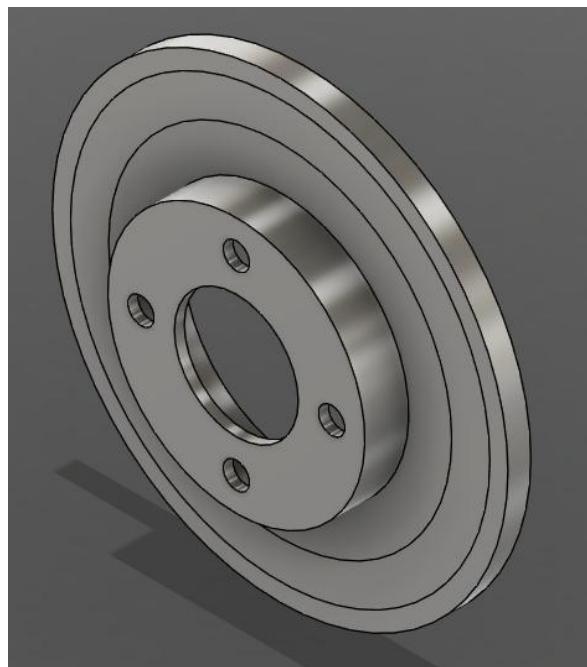


Figura 5: Disco de freio em vista isométrica.

Para a realização da simulação, será necessário simplificar a geometria da peça, considerando apenas um quarto da seção do disco. Esta abordagem visa otimizar o tempo de processamento e reduzir

o consumo de recursos computacionais. E devemos escolher o material utilizado na peça, que em nosso caso é o Ferro Fundido Cinzento ASTM A48 Classe 40.

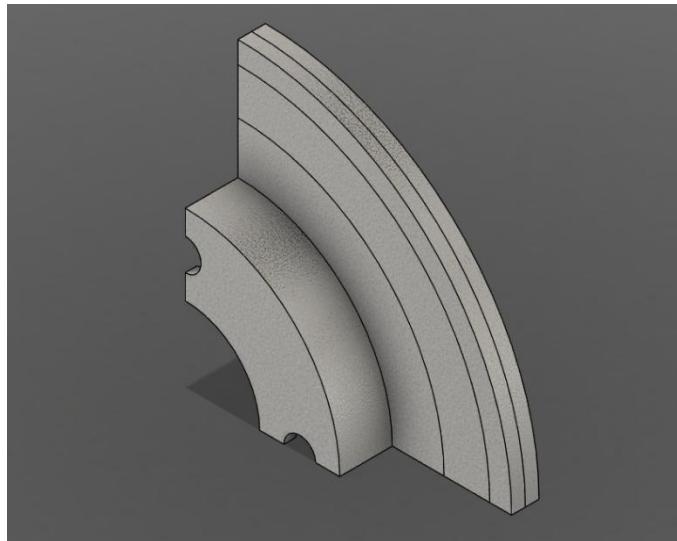


Figura 6: Vista do rotor simplificado para simulação.

Dentro do Fusion 360, temos a opção de análise de tensões térmica, sendo necessário determinar as faces que terão seus eixos restritos conforme o modelo (objeto de estudo) que será analisado. E a partir da equação 8 podemos determinar a temperatura a ser aplicada na região onde a pastilha faz contato ao rotor, e por meio da Eq. 9, inserir o coeficiente de transferência de calor por convecção nas faces que não realizam contato com a pastilha.

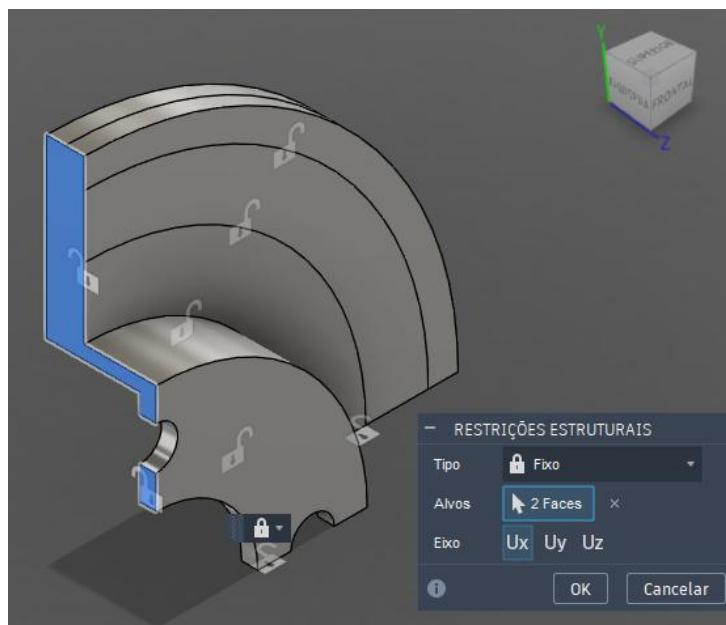


Figura 7: Face restrita para o eixo X.

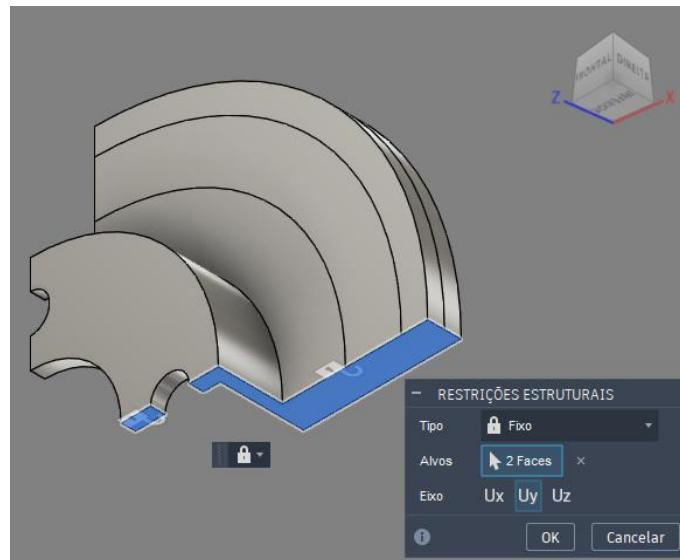


Figura 8: Face restrita para o eixo Y.

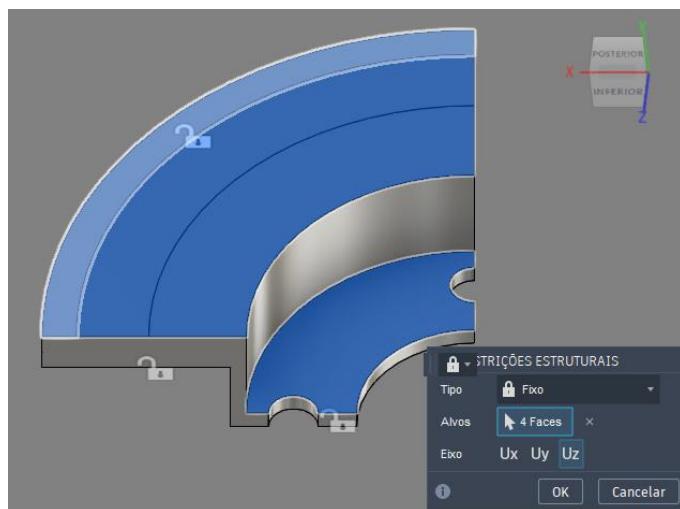


Figura 9: Face restrita para o eixo Z.

Devido a existência de infinitos pontos em uma superfície contínua, é necessário a simplificação da mesma em pontos para a simulação, dessa forma obtendo-se a malha. Em nosso estudo utilizaremos uma malha de tamanho absoluto de 1mm, assim obtendo uma malha de 837188 nós com 588639 elementos.

5 – Resultados Obtidos

A partir da Equação (8) foi realizado o seguinte gráfico para a distribuição térmica ao longo da distância z no eixo do rotor.

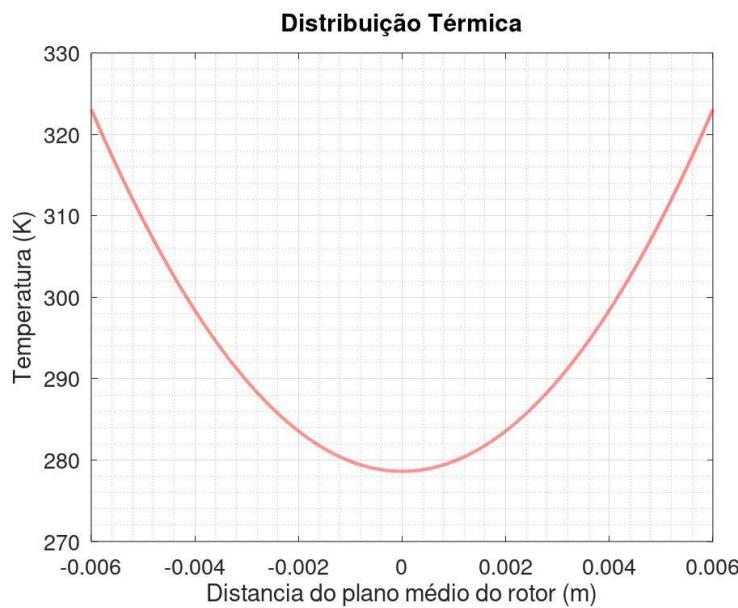


Figura 10: Distribuição térmica calculada pela Equação (8).

O gráfico representa o aumento da temperatura, portanto ao considerar o valor máximo na superfície do rotor (ponto em 0.006m) de 323.06 K, assim obtendo o valor absoluto da temperatura de 621.21 K nessa região ao somar com temperatura ambiente (T_a). A simetria do gráfico ocorre devido ao fluxo de calor ser igual em ambas as faces, porém como se trata de uma análise unidimensional em z, ao realizar a análise numérica obteremos a seguinte distribuição térmica:

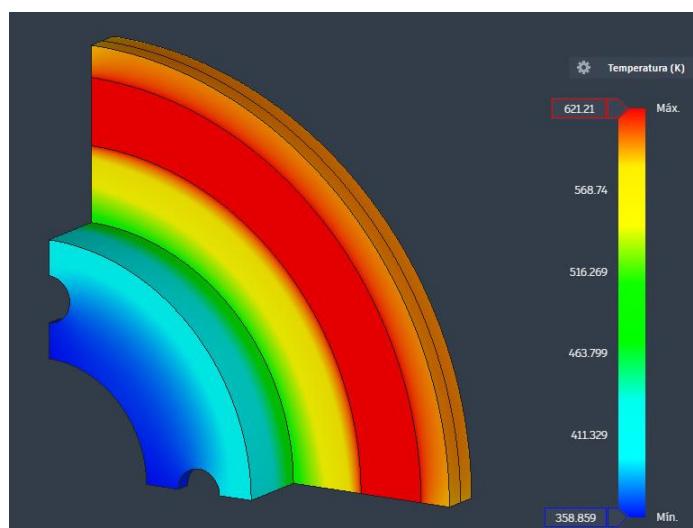


Figura 11: Distribuição térmica no rotor.

A temperatura mínima ocorre devido ao efeito de convecção entre o sólido e o ambiente, sendo observada na região mais afastada da fonte de calor. Portanto, determinados valores máximos e mínimos

que serão apresentados posteriormente em relação à tensão não terão grande relevância para a análise do estudo, devido a essa região de temperatura mínima.

Na imagem a seguir, é possível verificar de forma unidimensional o comportamento da distribuição de calor sobre a superfície do eixo, apresentando valores aproximados aos resultados do método analítico.

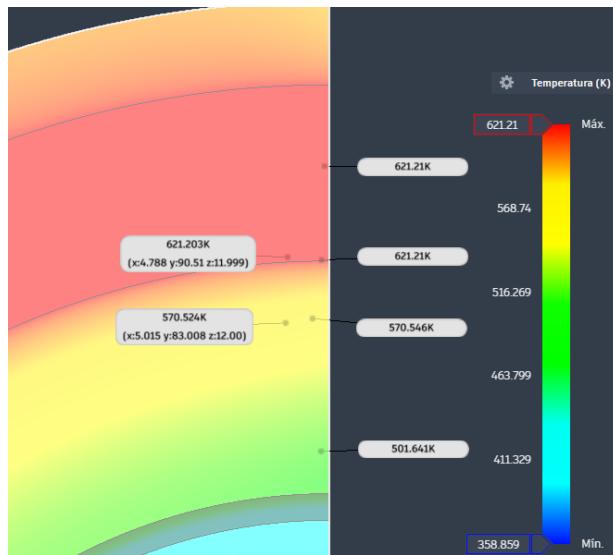


Figura 12: Distribuição térmica em detalhes.

Verificando o resultado da simulação para tensões perpendiculares ao eixo X, é possível encontrar o valor obtido para tensão em um fluxo de calor constante de $65,375 \text{ MPa}$ na região onde incide o fluxo de calor. No entanto, não é possível determinar a tensão ao longo do eixo de maneira unidimensional como realizado com a temperatura.

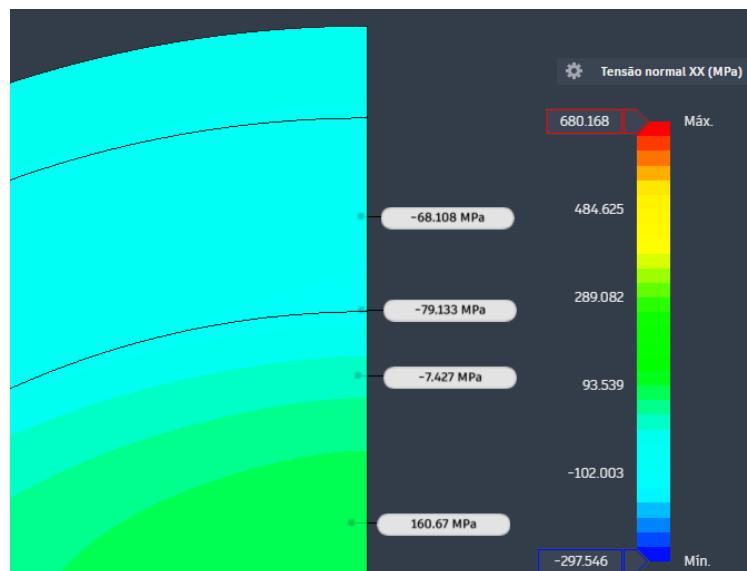


Figura 13: Resultado da simulação para tensão perpendicular ao eixo X.

Por conta de limitações da ferramenta de CAE do Fusion 360, não é possível realizar uma simulação mais realista da frenagem por decrescimento do fluxo de calor ao longo no tempo. Mas de maneira analítica pode ser calculado o seguinte gráfico para essa situação utilizando a Equação(14).

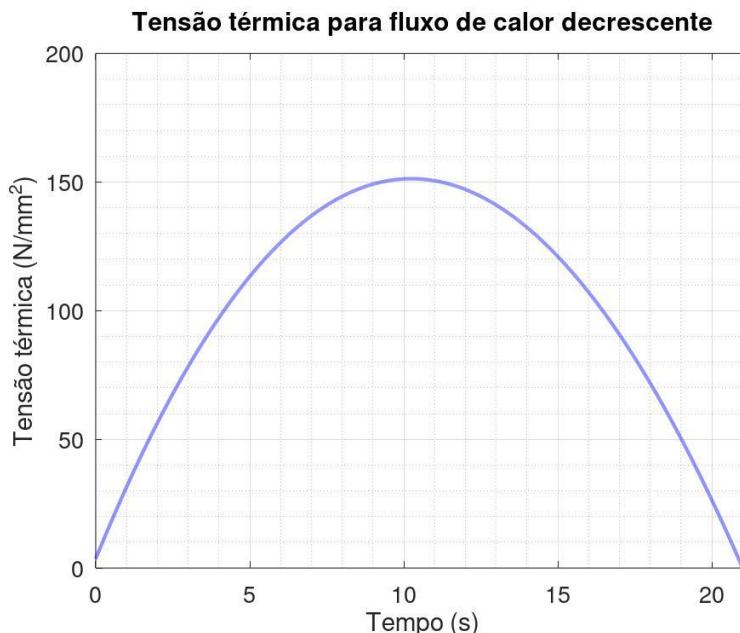


Figura 14: Tensão para um fluxo de calor decrescente ao longo do tempo.

6 – Conclusões

O estudo realizado permitiu compreender de forma abrangente os efeitos térmicos que ocorrem em discos de freio automotivos submetidos a frenagens intensas, abordando tanto o comportamento térmico quanto o mecânico resultante da dissipação de energia por atrito.

A formulação analítica baseada nos modelos propostos por LIMPERT demonstrou ser eficiente para estimar a distribuição de temperatura e as tensões térmicas no rotor, considerando parâmetros geométricos, propriedades do material e condições de convecção. A aplicação das equações ao disco *Brembo 08.4177.10* resultou em um aumento máximo de temperatura superficial de aproximadamente 237 K e tensões compressivas da ordem de 65 MPa, valores coerentes com o comportamento esperado para o ferro fundido cinzento ASTM A48 Classe 40.

A simulação numérica realizada em ambiente CAD/CAE (*Fusion 360*) validou qualitativamente os resultados obtidos, reproduzindo a distribuição térmica simétrica e confirmando o gradiente de temperatura entre a região de contato e o centro do rotor. Essa correspondência entre os modelos analítico e computacional reforça a aplicabilidade das formulações simplificadas para estimativas preliminares de projeto.

Verificou-se que o aumento da temperatura está diretamente relacionado à energia dissipada na frenagem e à capacidade do disco em transferir calor por convecção. O coeficiente de transferência de calor, dependente do número de Reynolds, mostrou influência significativa na determinação das temperaturas máximas e, consequentemente, nas tensões geradas.

Além disso, observou-se que o fluxo de calor constante fornece valores mais conservadores para o dimensionamento térmico, enquanto a consideração de fluxo decrescente ao longo do tempo tende a representar melhor as condições reais de frenagem.

Os resultados obtidos reforçam a importância de se considerar o acoplamento térmico-mecânico em projetos de sistemas de freio, visto que gradientes térmicos acentuados podem induzir tensões residuais, comprometendo a durabilidade e a segurança do componente.

7 – Considerações Finais

O presente trabalho apresentou, de forma didática e fundamentada, os procedimentos para determinar o fluxo de calor, a distribuição térmica e as tensões geradas em um disco de freio automotivo submetido a uma de frenagem de única parada. A metodologia empregada, baseada nas formulações analíticas propostas por LIMPERT, permitiu compreender o comportamento térmico do componente e quantificar a influência do tempo de frenagem, propriedades do material e coeficiente de convecção.

Além de apresentar uma metodologia acessível para estimativas teóricas, o estudo contribui como base para futuras análises numéricas e experimentais voltadas à validação dos resultados do projeto de rotores. Dessa forma, consolida-se a relevância da integração entre abordagens analíticas e computacionais na avaliação do desempenho térmico de sistemas de frenagem automotivos.

8 – Referências

- [1] BREZOLIN, ANDRÉ., *Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais*, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul 2007.
- [2] LIMPERT, RUDOLF., *Brake Design and Safety Third Edition*, SAE International, Warrendale, PA 2011.
- [3] FERREIRA DOS SANTOS, MARIA ELOISA; TELES GALVÃO, ALCINDO., *Números Transcendentes E As Equações Da Forma $X^N = N^X$* . Revista Sergipana de Matemática e Educação Matemática, 18 abr. 2025.
- [4] DE OLIVEIRA SOUZA, QUÉZIA EMANUELLY; MEZZOMO, IVAN., *Comparativo entre os métodos de Newton-Raphson e das raízes múltiplas no cálculo de raízes de funções*. 2018.

- [5] BRAKE DISC BREMBO 08.4177.10. Disponível em:
<<https://www.bremboparts.com/europe/en/catalogue/disc/08-4177-10>>. Acesso em: 5 nov. 2025.
- [6] IANCU, CATALIN., *About features of simulation module in SolidWorks*, Fiability & Durability, 2017.
- [7] FORTUNA, ARMANDO DE OLIVEIRA. *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações*, São Paulo: USP, 2000