

ANÁLISE NUMÉRICA-EXPERIMENTAL DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DO SUPORTE DE AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA BAIXA LIGA DO TUBO DE ADMISSÃO DE AR DE MOTORES DIESEL DE VEÍCULOS PESADOS

Thiago Barão Negretti¹, Antonio Augusto Couto², Helio Kitagawa³, Carlos Miletovic⁴, Alex Petruk⁵, Nelson Batista de Lima⁶

- 1- T-Systems do Brasil, Av. Alfred Jurzykowski 562, São Bernardo do Campo, SP, Brasil thiago.negretti@t-systems.com.br
- 2- IPEN e Universidade Presbiteriana Mackenzie, Av. Prof. Lineu Prestes 2242, São Paulo, SP, Brasil acouto@ipen.br
- 3- T-Systems do Brasil, Av. Alfred Jurzykowski 562, São Bernardo do Campo, SP, Brasil helio.kitagawa@t-systems.com.br
- 4- Mercedes-Benz do Brasil, Av. Alfred Jurzykowski 562, São Bernardo do Campo, SP, Brasil carlos.f.miletovic@daimler.com
- 5- Mercedes-Benz do Brasil, Av. Alfred Jurzykowski 562, São Bernardo do Campo, SP, Brasil alex.petruk@daimler.com
- 6- IPEN, Av. Prof. Lineu Prestes 2242, São Paulo, SP, Brasil nblima@ipen.br

Palavras-chave: Elementos finitos; Integridade Estrutural; Fadiga; Aço S260NC; Aço S700MC.

Resumo

O suporte do tubo de admissão de ar dos motores diesel de veículos comerciais tem a importante função estrutural de sustentar o tubo de admissão de ar, fixado no conjunto da turbina e no intercooler pelo tubo de admissão de ar. A falha do tubo ou da turbina impossibilitaria o funcionamento do motor. O suporte tem também a função de reduzir deslocamentos impostos na turbina pelas vibrações do motor, que podem causar danos à estrutura do conjunto mencionado. Neste trabalho é apresentado um estudo da integridade estrutural do suporte por meio de métodos experimentais e numéricos. O método dos elementos finitos é utilizado para análise modal, análises estáticas de pressão e termoelástica e análise dinâmica. São avaliados os pontos concentradores de tensão no suporte para o aço laminado à quente conforme DIN EN 10149-3 1.0971 [1], conhecido comercialmente como S260NC e utilizado atualmente nos veículos comerciais e do material conforme DIN EN 10149-2 1.8974 [2], conhecido comercialmente como S700MC e proposto para substituir o material atual. O limite de resistência à fadiga e o número de ciclos para vida em fadiga são obtidos analiticamente. Experimentalmente, para caracterização do suporte, são apresentados os resultados dos ensaios de dureza, composição química, microestrutura. Para avaliação do suporte são apresentados fratografia e cálculo da vida em fadiga. O suporte do tubo de admissão de ar não está de acordo com os critérios que foram utilizados para os cálculos, o que confirma a falha que está ocorrendo nos veículos que o utilizam. O suporte, para ambos os materiais apresentou tensões acima do limite de fadiga calculado. O suporte com o material atualmente utilizado apresentou $6,16 \times 10^4$ ciclos, sugerindo fadiga de baixo ciclo. O suporte fabricado com o material proposto reduziu o limite de fadiga em 29%. A região de onde ocorreu a falha nas amostras dos suportes testados em laboratório é a mesma da falha ocorrida em campo, demonstrando consistência do dispositivo e carregamento cíclico utilizados para o ensaio de fadiga. A tensão limite de fadiga calculada através do número de ciclos obtido experimentalmente é em média de 16% maior em relação ao calculado analiticamente. Uma amostra do material proposto S700MC chegou a $1,00 \times 10^6$ ciclos, indicando que o mesmo pode ter vida infinita. Os limites de fadiga calculados analiticamente e experimentalmente possuem valores próximos, demonstrando que os métodos utilizados estão consistentes.

1. Introdução

No processo de desenvolvimento de um motor à diesel, visa-se rendimento, economia e responsabilidade ecológica. Na atual condição econômica e crescimento do país, os fabricantes de caminhões procuram atender a alta demanda com dinamismo e aplicabilidade em um mesmo motor para diferentes potências, alterando-se alguns componentes como turbina, dutos de ar, sistema de arrefecimento do ar de admissão, entre outros. Entretanto, com a elevação da potência, os carregamentos a que são submetidos os suportes, são amplificados. Isto contribui para a redução da vida útil do suporte. Evitar a falha devido às novas condições de trabalho motiva o estudo dos componentes estruturais.

O suporte do tubo de admissão de ar dos motores diesel de veículos comerciais tem a importante função estrutural de sustentar o tubo de admissão de ar, fixado no conjunto da turbina e no “intercooler” pelo tubo de admissão de ar. A falha do tubo ou da turbina impossibilitaria o funcionamento do motor. O suporte tem também a função de reduzir deslocamentos impostos na turbina pelas vibrações do motor, que podem causar danos à estrutura do conjunto mencionado. O material utilizado na fabricação do suporte do tubo de admissão de ar é o aço laminado a quente, conforme norma DIN EN 10149-3 1.0971 [1]. A tensão de escoamento desse aço estrutural é da ordem de 240 MPa, e possui características semelhantes aos demais aços estruturais, como coeficiente de Poisson igual a 0,30, módulo de elasticidade igual a 208.000 MPa e densidade 7,85 g/cm³.

O suporte em questão é composto de duas chapas dobradas de 3 mm para que haja um efeito mola e é fixo por dois parafusos. Um parafuso é fixado na tubulação de água que circula no motor e o outro no próprio tubo de admissão de ar. Movimentos de grandes amplitudes no tubo de admissão de ar podem causar a quebra do mesmo e num cenário mais agressivo, a quebra do conjunto de turbinas onde o tubo de admissão é conectado. A peça é composta por três regiões distintas: (a) região de fixação no tubo de água, (b) região de fixação do tubo de admissão de ar e (c) região conformada, conforme apresentado Figura 1. A Figura 2 mostra a representação gráfica do posicionamento do suporte no motor diesel de um veículo comercial. A Figura 3 mostra o modelo em elementos finitos do suporte do tubo de admissão de ar utilizado. Foram utilizados elementos do tipo sólido hexaédrico, com arestas de 1,50 mm.



Figura 1: Suporte do tubo de admissão de ar – Modelo Físico.
Fonte: (Mercedes-Benz, 2011)

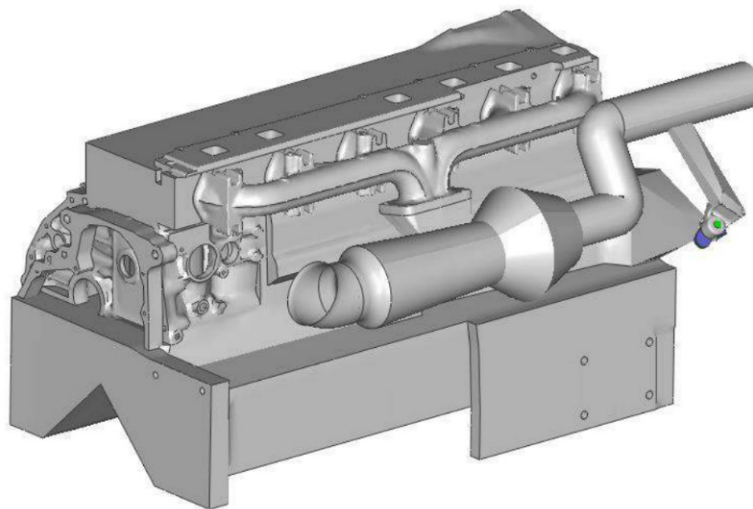


Figura 2: Posicionamento da peça no motor diesel.
Fonte: (Mercedes-Benz, 2011)

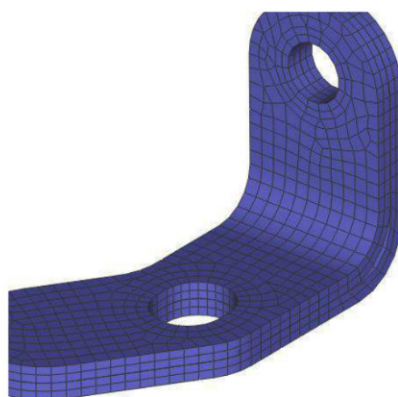


Figura 3: Suporte do Tubo de Admissão de Ar – Modelo de Elementos finitos.
Fonte: (T-Systems, 2011)

A região conformada do suporte em estudo é uma região que, apesar de concentradora de tensões, não havia apresentado falhas nos últimos anos. Porém, devido às novas condições de trabalho do motor, começou a apresentar falha. Um estudo de mudança da geometria da peça não é desejável, pois implicaria em alterar outras peças do motor onde o suporte é fixado, que alterariam os processos de fabricação e montagem do motor. Entendem-se tais modificações como sendo de engenharia e manufatura mais complexas técnica e financeiramente. A sugestão proposta no presente trabalho foi a alteração do material para outro que possa atender as condições mais agressivas provocadas pelo motor diesel dos veículos comerciais atuais.

Neste trabalho, verificou-se o comportamento mecânico do suporte do tubo de admissão de ar do motor diesel de veículos pesados e foram avaliadas as regiões com concentrações de tensões, por meio de análise modal, análises estáticas de pressão e termoelástica e análise dinâmica pelo método dos elementos finitos, identificando seus mecanismos de falha para o aço laminado a quente atualmente utilizado (S260NC) e para o aço proposto (S700MC).

2. Procedimento Experimental

A material que foi utilizado nos testes computacionais e nos ensaios experimentais é o aço conforme a norma europeia DIN EN 10149-3 1.0971 [1], de 1995. Seu nome comercial é S260NC. O material sugerido para substituição do atual é o aço de nome comercial S700MC conforme a norma europeia DIN EN 10149-2 1.8974 [2], de 1995. As respectivas composições químicas de norma dos materiais, atual e sugerido, são apresentadas na Tabela 1. Valores em máxima porcentagem permitida.

Tabela 1: Composição química de norma dos Aços S260NC e S700MC.

Material	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Al %	Nb %	V %	Ti %	Mo %	B %	Cr %	Ni %
S260NC	0,16	1,20	0,50	0,025	0,020	0,015	0,09	0,10	0,15	-	-	-	-
S700MC	0,12	2,10	0,60	0,025	0,015	0,015	0,09	0,20	0,22	0,50	0,005	-	-

A Tabela 2 apresenta as propriedades mecânicas dos materiais analisado pelo método dos elementos finitos, onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson, ρ é a densidade, σ_{Rup} é o limite de ruptura, σ_{Esc} é o limite de escoamento e σ_{Fad} é o limite de fadiga. As propriedades mecânicas do material foram obtidas por meio de ensaios experimentais e fornecidas pela empresa Mercedes-Benz do Brasil.

O limite de fadiga do material foi calculado segundo a equação e os fatores de modificação para o limite de resistência de um aço conforme MARIN [3].

$$\sigma_{Fad} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot (\sigma_{Esc} // *.5)$$

Onde:

k_a = fator de acabamento superficial;

k_b = fator de escala;

k_c = fator de carregamento;

k_d = fator de temperatura;

k_e = fator de confiança;

k_f = fator de efeitos diversos;

σ_{Fad} = Limite de fadiga em uma região crítica de uma peça mecânica para determinada geometria e condição de uso.

Para a verificação da integridade estrutural do suporte do tubo de admissão de ar, foram realizadas análise modal, análises estáticas de pressão no bocal do tubo de ar e termoelástica e análise dinâmica, por meio do método dos elementos finitos.

Tabela 2: Propriedades mecânicas dos materiais utilizados no conjunto analisado.

Material	E [N/mm ²]	ν	ρ [ton/mm ³]	σ_{Rup} [N/mm ²]	σ_{Esc} [N/mm ²]	σ_{Fad} [N/mm ²]
S260NC	210000	0,30	7,85x10 ⁻⁹	340	240	127
S700MC	210000	0,30	7,85x10 ⁻⁹	750	700	159

A geometria do suporte do tubo de admissão de ar em estudo é modelada com elementos sólidos do tipo hexaédrico. O tubo de escape, o conjunto de escape e o suporte da turbina são modelados com elementos de casca. Os parafusos são modelados com elementos de barra. A Figura 4 apresenta as condições de contorno para as análises estáticas. Nas análises estáticas de pressão e termo-elástica, são considerados os coxins do motor nos pontos de fixação no veículo. Para a análise dinâmica a condição de contorno utilizada foi uma ligação totalmente rígida entre a base do bloco do motor e um ponto no espaço onde há um elemento de massa de ordem maior que o conjunto do motor. Nesse ponto serão aplicados os carregamentos dinâmicos de acelerações obtidos a partir de um veículo instrumentado. Esta condição de contorno da análise dinâmica é conhecida como método *large mass*. A Figura 5 apresenta as condições de contorno para a análise dinâmica.

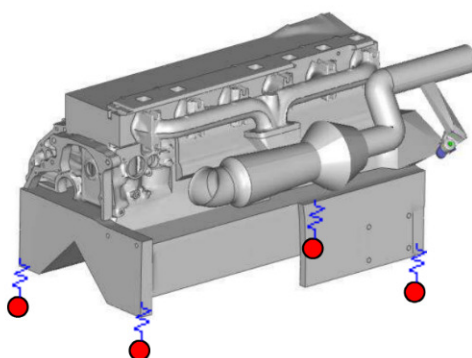


Figura 4: Condições de contorno para as análises estáticas.
Fonte: (T-Systems, 2011)

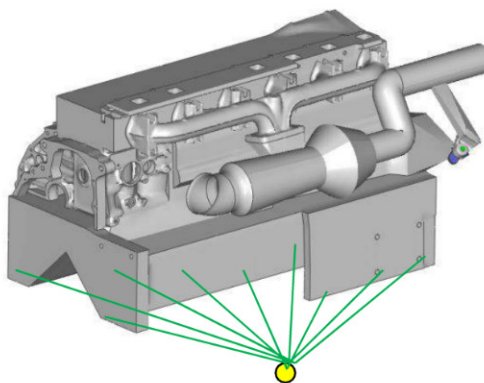


Figura 5: Condições de contorno para a análise dinâmica.
Fonte: (T-Systems, 2011)

Para realizar as análises pelo método dos elementos finitos, são utilizadas as seguintes ferramentas computacionais:

- *Medina Pre-processor* - versão 8.2, para modelagem;
- *MD.NASTRAN Solver* - versão 2010.0 R3, para os cálculos;
- *Medina Pos-processor* - version 8.2, para a análise dos resultados.

Para a análise modal, o modelo foi analisado para uma faixa de frequência que vai de 0 Hz até 300 Hz. Esta faixa de frequências é utilizada, pois nela estão inclusas as frequências mais críticas de ressonância, sendo esta a de pista, a do eixo, do quadro e do motor do veículo. Para a análise estática de pressão do tubo de admissão de ar do motor, o carregamento de pressão utilizado é de 2.1 bar, que é a pressão de pico medida na bancada de testes do motor do veículo. Foi feita uma correlação por meio da equação de pressão entre a pressão interna no tubo de admissão de ar e a área no bocal de admissão de ar que vem do resfriador de ar “*intercooler*”, podendo assim ser calculada a força de reação no bocal, que foi utilizada como carregamento para a análise estática. A Figura 6 apresenta como o carregamento foi aplicado no modelo de elementos finitos.

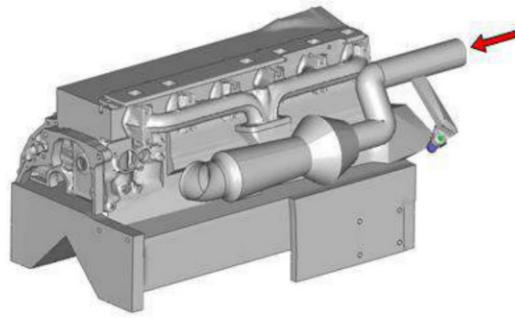














Figura 6: Carregamento de pressão no bocal do tubo de ar frio.
Fonte: (T-Systems, 2011)

Para a análise estática termoelástica, foram medidas as temperaturas do conjunto do motor na bancada de testes, utilizando termômetro a laser. As regiões e os respectivos valores de gradiente de temperatura utilizados como carregamento para as análises termoelásticas são apresentados na Tabela 3 e na Figura 7.

Tabela 3: Temperaturas medidas no conjunto do motor na bancada.

Região	Peça	Temperatura Inicial [°C]	Temperatura Final [°C]
	Freio motor	26,5	470,9
	Coletor de escape	26,5	459,3
	Carcaça da turbina (quente e central), suporte da turbina, tubos de escape	26,5	232,1
	Conjunto do escape	26,5	195,0
	Carcaça da turbina fria	26,5	174,0
	Tubo de admissão de ar	26,5	124,6
	Cabeçote do motor	26,5	120,5
	Tubo de admissão de ar	26,5	114,6
	Suporte em L	26,5	100,0
	Tubo de admissão de ar	26,5	99,1
	Bloco, suporte do alternador e do coxim do motor	26,5	97,3
	Tubulação de água	26,5	93,9

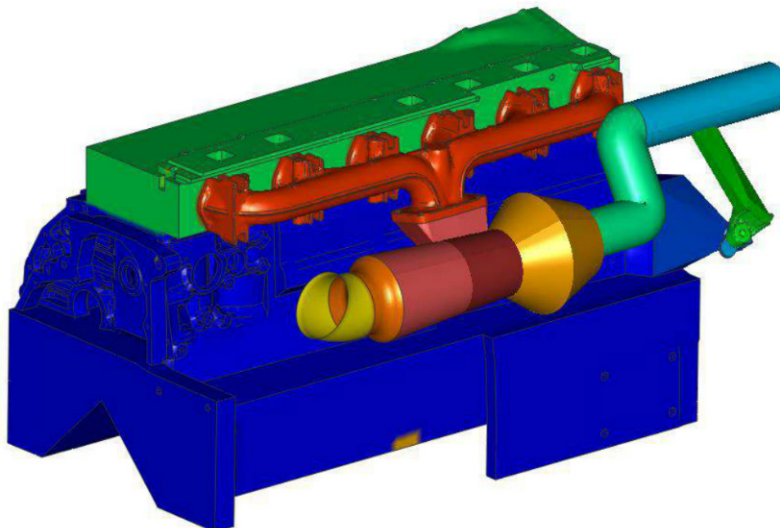


Figura 7: Condições de contorno para a análise termoelástica.
Fonte: (T-Systems, 2011)

As medições foram realizadas em faixas de rotação críticas do motor, que são as menores rotações em que ocorreram deslocamentos devido às vibrações provenientes da rotação do motor. Para o motor estudado, a faixa de rotação crítica em que surgiram tais deslocamentos é a faixa de 1531 a 1547 rpm. Os carregamentos obtidos no bloco do motor foram utilizados como dado de entrada e aplicados na base com uma grande massa conforme as condições de contorno. Os

carregamentos de acelerações obtidos nos demais pontos foram utilizados para calibrar o modelo de elementos finitos com o motor medido em laboratório. As máximas acelerações obtidas na medição são da ordem de 0,5 g positivo e 1,0 g negativo na direção x , 2,5 g positivo e 1,5 g negativo na direção y e 1,0 g positivo e 1,8 g negativo na direção z . Os carregamentos dinâmicos aplicados de Acelerações x Tempo, nas direções x , y e z estão apresentados na Figura 8.

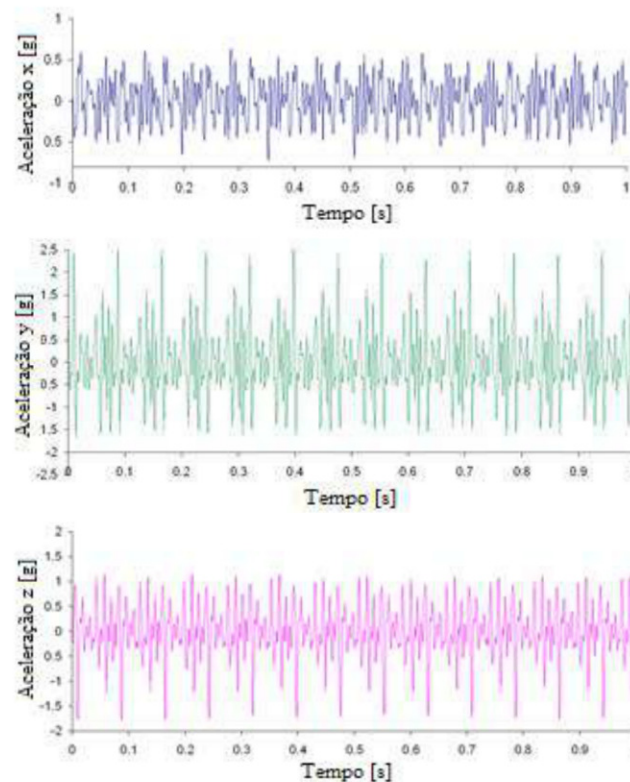


Figura 8: Carregamentos dinâmicos nas direções x , y e z .
Fonte: (T-Systems, 2011)

Na análise modal, a primeira frequência natural do conjunto deve ser igual ou maior do que 182,00 Hz, que é a frequência da $4^{1/2}$ ordem do motor 6 cilindros, para uma rotação máxima de 2200 rpm, com um fator de segurança de 10%, conforme o diagrama de Campbell [4]. Nas análises estáticas de pressão no bocal do tubo e termoelástica, as máximas tensões de von Mises no suporte estudado não devem exceder o limite de fadiga calculado do seu material. Na análise dinâmica, as máximas tensões de von Mises no suporte estudado não devem exceder o limite de fadiga calculado do seu material.

O ensaio de fadiga realizado consiste em colocar valores de resistência à fadiga do material para um determinado número de ciclos de tensões axiais. Para tanto, foi desenvolvido um dispositivo para simular o comportamento do suporte do tubo de admissão de ar no conjunto do motor de um veículo comercial. Para determinar os esforços de tração e compressão no suporte, foi desenvolvido um modelo de elementos finitos a partir da geometria desenvolvida para o dispositivo que será utilizado no ensaio dinâmico. Foram aplicadas as mesmas condições de contorno do ensaio, mantendo a base do dispositivo engastada, considerando o contato do suporte analisado com as demais peças do dispositivo, parafusos e porcas. A malha de elementos finitos do suporte é a mesma utilizada nas demais simulações. Para as demais peças foram utilizados elementos sólidos hexaédricos. O material utilizado para a simulação dispositivo tem as características de um aço genérico. Como carregamento estático, aplicou-se uma carga axial unitária. Com o resultado de máxima tensão de *von Mises* para o carregamento unitário, pode-se determinar o deslocamento necessário do cilindro servo-hidráulico do ensaio, para atingir o mesmo valor de tensão utilizado para calcular o número de ciclos pelo procedimento de Shigley [5].

A Figura 9 apresenta o modelo de elementos finitos utilizado para determinar o deslocamento necessário no dispositivo para que a tensão máxima obtida seja a mesma do modelo completo do motor para a análise estática de pressão no bocal do tubo de admissão de ar. Pela ordem, (a) malha hexaédrica, carregamento unitário e condições de contorno; (b) deslocamento necessário no dispositivo para que a tensão máxima apresentada em (c) seja igual a do modelo completo do motor. As regiões em contato do suporte com o dispositivo representam o contato das regiões do suporte com o modelo real.

A Figura 10 apresenta o desenho e a perspectiva ilustrada do conjunto que foi montado para realizar o ensaio de fadiga. A Figura 11 apresenta o dispositivo fabricado, montado com o suporte, na máquina de ensaio dinâmico MTS, modelo 830. O programa computacional utilizado como interface com o dispositivo de ensaio foi o MTS Flextest 60, frequência de 18 Hz e carregamento de 0,4 mm positivo e negativo, determinado no modelo de elementos finitos e utilizado no ensaio. Os resultados dos ensaios de fadiga são comparados com os obtidos por meio do método dos elementos finitos.

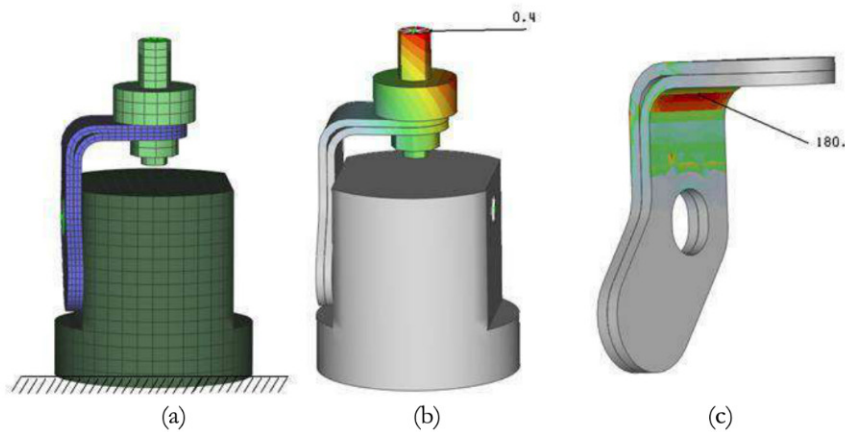


Figura 9: Modelo de elementos finitos para determinar o deslocamento do dispositivo para o ensaio de fadiga.

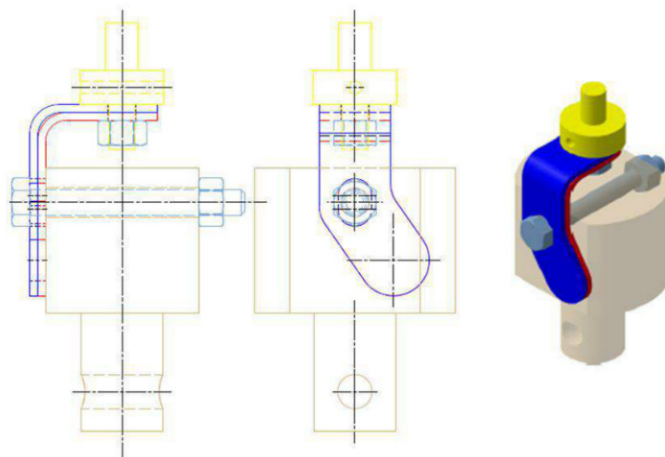


Figura 10: Desenho e perspectiva ilustrada da montagem do dispositivo para o ensaio de fadiga.

3. Resultados e Discussão

Inicialmente foi determinado o limite de fadiga dos materiais analisados segundo a equação de MARIN [3], adotando-se:

$k_a = 0,88$ para aços laminados - fator de modificação de condição de superfície;

$k_b = 0,85$ para a espessura de 3,00 mm da peça estudada - fator de modificação de forma;

$k_c = 1,00$ para o carregamento de flexão o qual a peça está sujeita - fator de modificação de carregamento;

$k_d = 1,02$ para a temperatura de trabalho da peça (100°C) - fator de modificação da temperatura;

$k_e = 1,00$ - fator de confiança; $k_f = 1,00$ - fatores de modificações diversas;

$\sigma_{Esc} = 240$ MPa para o material atual S260NC e 700 MPa para o material proposto S700MC – Tensão limite de escoamento;

$\sigma_{Fad} = 127$ MPa para o material atual S260NC e 159 MPa para o material proposto S700MC - Limites de fadiga calculado e utilizado como critério de avaliação.

Para o material atual, S260NC, o suporte do tubo de admissão de ar em estudo, apresentou seu primeiro modo natural de vibrar no conjunto do motor na frequência de 157,21 Hz. A Tabela 4 e a Figura 11 apresentam os resultados da análise modal. Os resultados das análises estáticas de pressão no bocal do tubo de admissão de ar e termoelástica e da análise dinâmica são apresentadas respectivamente nas Figuras 12, 13 e 14. A Tabela 5 apresenta um resumo dos resultados obtidos nas análises estáticas e análise dinâmica realizadas. As tensões de *von Mises* são apresentadas em porcentagem do limite de fadiga do material calculado e utilizado como critério de avaliação. Os valores em vermelho nas Figuras 12, 13 e 14 e na Tabela 5 apresentaram as tensões de *von Mises* acima do limite de fadiga.

Tabela 4: Resultado da Análise Modal.

Análise Modal	Frequência Natural [Hz]	Versor de deslocamento		
		x	y	z
1º Modo	157,21	-0,67	-0,59	-0,44

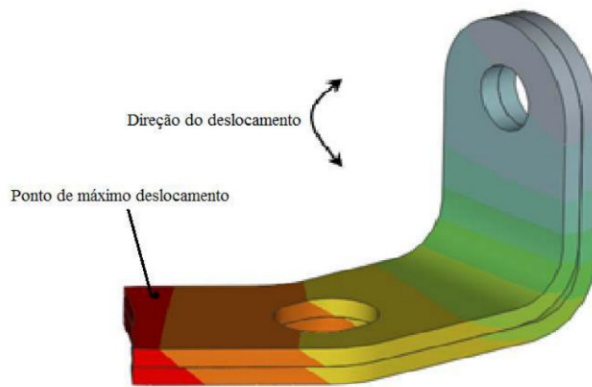


Figura 11: Resultado da análise modal.

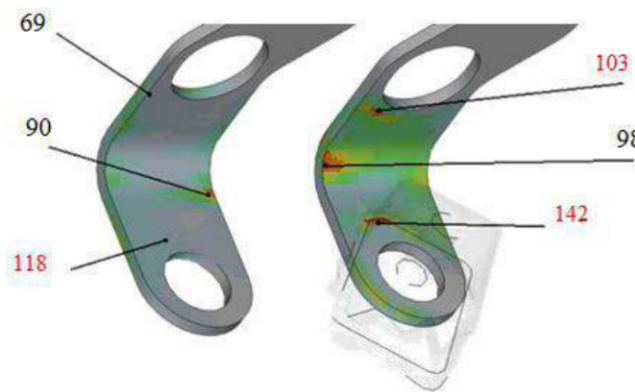


Figura 12: Resultado da análise estática de pressão no bocal do tubo de admissão de ar do aço S260NC.

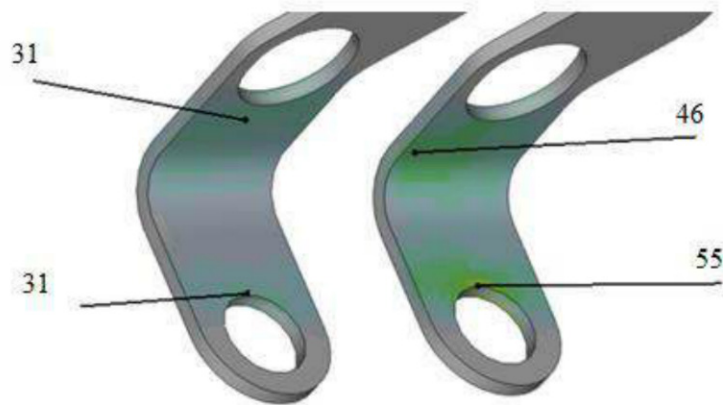


Figura 13: Resultado da análise estática termoelástica do aço S260NC.

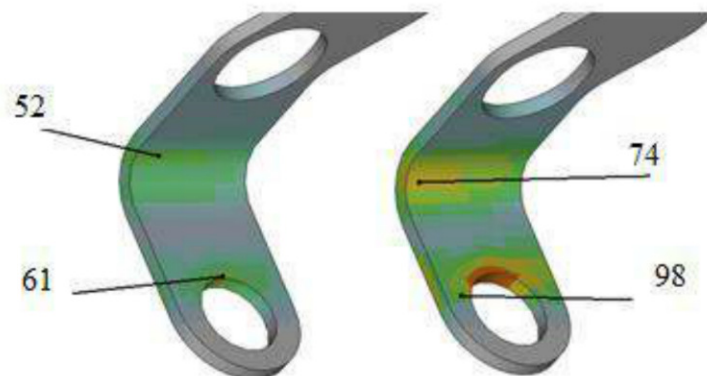


Figura 14: Resultado da análise dinâmica do aço S260NC.

Tabela 5: Resumos dos resultados das análises estáticas e dinâmica do aço S260NC.

Análises	Suporte do Tubo de admissão de Ar	
	$\sigma_{Fad} = 127 \text{ N/mm}^2$	
Pressão no bocal do tubo de admissão de ar		143%
Termoelástica		55%
Dinâmica		98%

Para o material proposto, S700MC, o suporte do tubo de admissão de ar em estudo, apresentou resultados idênticos ao do material atual, pois os dados utilizados de entrada do material proposto por elementos finitos são os mesmos (módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade). Logo, seu primeiro modo natural de vibrar no conjunto do motor foi na frequência de 157,21 Hz.

Os resultados das análises estáticas de pressão no bocal do tubo de admissão de ar e termoelástica e da análise dinâmica para o material proposto S700MC são apresentadas respectivamente nas Figuras 15, 16 e 17. A Tabela 6 apresenta um resumo dos resultados obtidos nas análises estáticas e análises dinâmicas realizadas. As tensões de *von Mises* são apresentadas em porcentagem do limite de fadiga do material calculado e utilizado como critério de avaliação. Os valores em vermelho nas Figuras 15, 16 e 17 e na Tabela 6 apresentaram as tensões de *von Mises* acima do limite de fadiga.



Figura 15: Resultado da análise estática de pressão no bocal do tubo de admissão de ar do aço S700MC.

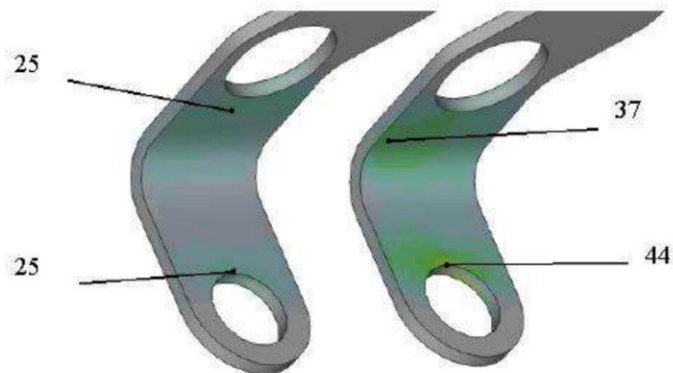


Figura 16: Resultado da análise estática termoelástica do aço S700MC.

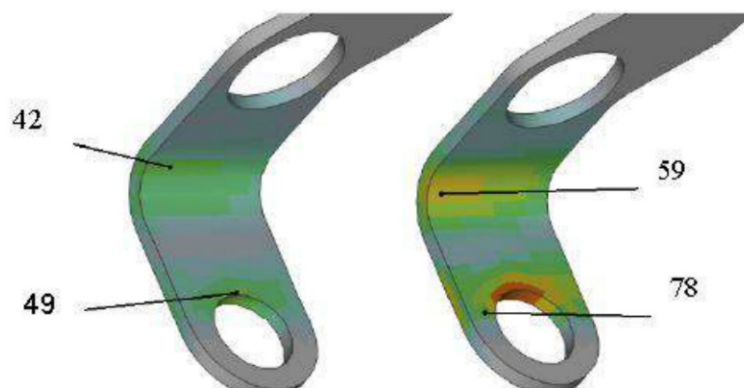


Figura 17: Resultado da análise dinâmica do aço S700MC.

Tabela 6: Resumos dos resultados das análises estáticas e dinâmica do aço S700MC.

Análises	Suporte do Tubo de admissão de Ar	
	$\sigma_{Fad} = 159 \text{ N/mm}^2$	
Pressão no bocal do tubo de admissão de ar	113%	
Termoelástica	44%	
Dinâmica	78%	

As microestruturas dos materiais S260NC (atual) e S700MC (proposto) foram verificadas. Nota-se que para o material S260NC, a microestrutura é ferrítica com ilhas dispersas de perlita, conforme apresentado na Figura 18. Para o material S700MC, nota-se uma microestrutura constituída por grãos ferríticos encruados, com grãos alongados conforme Figura 19. A dureza obtida para os materiais S260NC atual e S700MC proposto são de 78 e de 100 HRB, respectivamente. A presença dos grãos ferríticos encruados assim como maior porcentagem de Manganês e Cromo no aço S700MC justificam a maior dureza do material proposto.

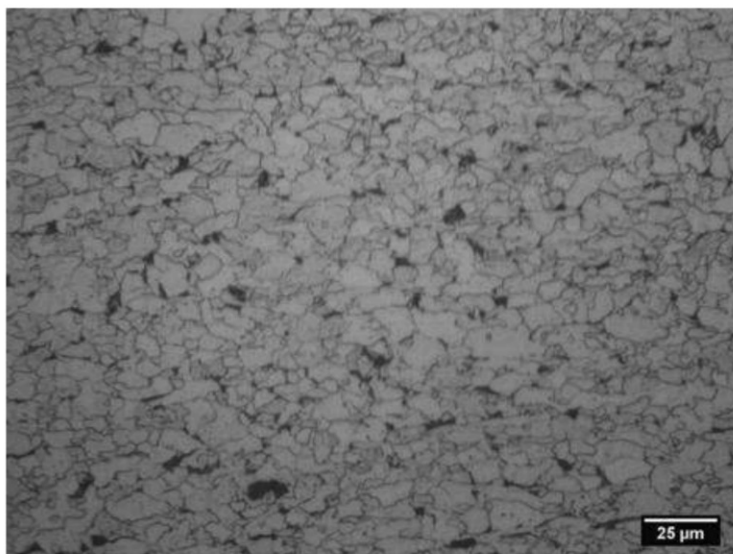


Figura 18: Microestrutura do aço S260NC.

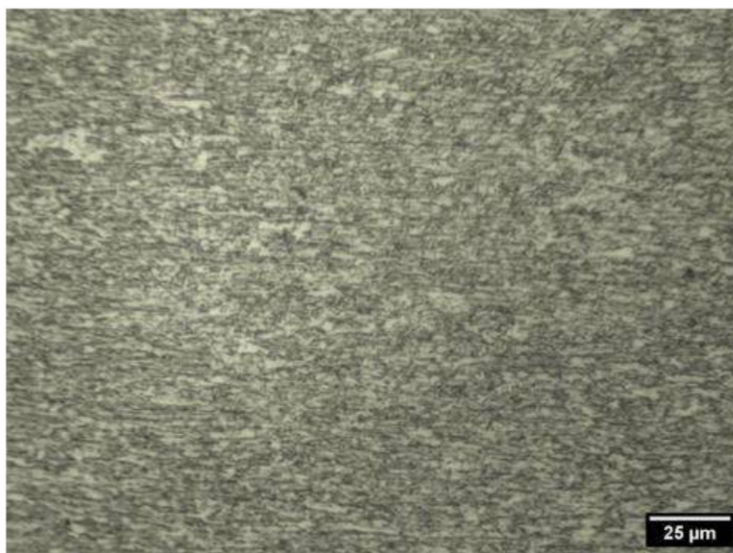


Figura 19: Microestrutura do aço S700MC.

Para a investigação mais detalhada da peça onde ocorreu a falha, foi realizada uma fratografia. O objetivo foi examinar a origem da trinca e revelar a causa que a iniciou. O suporte que falhou é fabricado com o material S260NC e o início da trinca ocorreu no mesmo ponto onde aparecem as máximas tensões de von Mises no modelo de elementos finitos. Este fato indica que o a modelagem matemática está consistentemente modelada. A Figura 20 mostra a região onde ocorreu a falha no suporte em estudo. A Figura 21 mostra as marcas de praia que sugerem falha por fadiga. A Figura 22 apresenta as “marcas de catraca” que sugerem onde ocorre o início da trinca e evidencia a consistência do modelo matemático com a falha corrida no suporte.



Figura 20: Região onde ocorre a falha no suporte de aço S260NC.

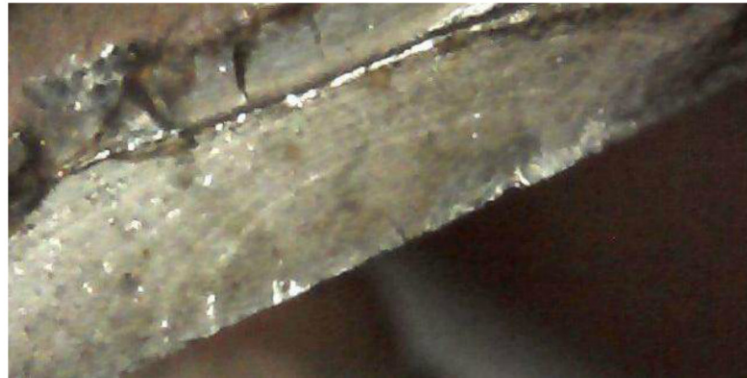


Figura 21: Marcas de praia no suporte de aço S260NC fraturado em serviço.



Figura 22: Marcas de catraca no suporte de aço S260NC fraturado em serviço.

O número de ciclos até a falha do suporte (N_f) foi calculado por meio do procedimento de Shigley [5]:

$$N_f = 10^6 \cdot (\sigma_{Max} / \sigma_{Fad})^{1/b}$$

Equação para o cálculo do número de ciclos até a falha de uma peça mecânica, onde:

σ_{Max} é a tensão máxima calculada atuando no sistema devido ao carregamento de pressão no bocal do tubo de admissão de ar;

σ_{Fad} é o limite de fadiga em uma região crítica de uma peça mecânica para determinada geometria e condição de uso;

$b = 1/3 [\log 0,9 \cdot (\sigma_{Rup} / \sigma_{Fad})]$.

Para a determinação do número de ciclos até a falha foram consideradas as tensões de ruptura, as máximas tensões de *von Mises* obtidas no cálculo de pressão no bocal do tubo de admissão de ar e as tensões limite de fadiga utilizadas como critério, para os aços S260NC utilizado atualmente ($\sigma_{Rup}=340$ MPa; $\sigma_{Fad}=127$ MPa; $\sigma_{Max}=180$ MPa) e S700MC proposto para evitar a falha ($\sigma_{Rup}=750$ MPa; $\sigma_{Fad}=159$ MPa; $\sigma_{Max}=180$ MPa). A Tabela 7 apresenta o número de ciclos calculado para o suporte em estudo atual e para a versão proposta. Valores das tensões *von Mises* apresentados em porcentagem do limite de fadiga calculado dos materiais.

Tabela 7: Número de ciclos (N_f) calculado para os aços S260NC e S700MC.

Peça	Material	Tensões de <i>von Mises</i>	Vida em fadiga N_f [ciclos]
Suporte do tubo de admissão de ar	S260NC	142%	$6,16 \times 10^4$
	S700MC	113%	$5,32 \times 10^5$

Para o ensaio de fadiga, o carregamento de tração e compressão, calculado a partir da simulação do dispositivo de ensaio pelo método dos elementos finitos, com carregamento unitário, para obter-se a mesma tensão utilizada para o cálculo do número de ciclos, é de 0,4 mm de deslocamento. Este carregamento foi utilizado como dado de entrada no ensaio dinâmico, para comparar os resultados dos números de ciclos calculados, com os obtidos experimentalmente. Foram utilizados seis corpos-de-prova, sendo três do material S260NC (atual) e três do material S700MC (proposto). Em função do número de ciclos obtidos experimentalmente, da tensão de ruptura de norma do material e da máxima tensão calculada pelo método dos elementos finitos, pode-se obter por meio da equação de Shigley [5] a tensão de fadiga experimental. Esse resultado de tensão de fadiga experimental nos permite comparar com a tensão de fadiga calculada pela equação de Marin [3] e dessa forma verificar em porcentagem, o quanto o critério foi conservador para a peça estudada. A Tabela 8 apresenta o número de ciclos obtido experimentalmente, a tensão limite de fadiga obtida em função no número de ciclos experimental e a diferença em porcentagem do limite de fadiga calculado com o experimental para o suporte estudado versão atual e para a versão proposta.

Tabela 8: Número de ciclos (N_f), limite de fadiga experimental e diferença em porcentagem dos limites de fadiga calculado e experimental para os aços S260NC e S700MC.

Peça	Material	Corpo-de-prova	Vida em fadiga N_f [ciclos]	$\sigma_{FadExp.}$ [MPa]	$\sigma_{FadCalc.}/\sigma_{FadExp.}$ [%]
Suporte do tubo de admissão de ar	S260NC $\sigma_{Fad}=127$ MPa	1	$2,50 \times 10^5$	157	24
		2	$3,00 \times 10^5$	161	27
		3	$1,26 \times 10^5$	143	13
	S700MC $\sigma_{Fad}=159$ MPa	1	$>1,00 \times 10^6$	180	13
		2	$7,00 \times 10^5$	168	6
	Média				

Para uma investigação mais detalhada das amostras testadas em laboratório onde ocorreram falhas, foram realizadas fractografias. O objetivo foi examinar a origem da trinca e comparar com a falha ocorrida em campo. A Figura 23 apresenta a região onde ocorreu falha no ensaio de fadiga para o suporte com material S260NC, corpo-de-prova 1. O observado neste corpo-de-prova é característico também nos outros corpos-de-prova fraturados (2 e 3) do aço S260NC. A Figura 24 mostra as “marcas de catraca” do corpo-de-prova 1 do material S260NC. Marcas de praia não podem ser notadas, pois a falha correu por fadiga em laboratório. A região onde a falha ocorreu é a mesma região da falha ocorrida em campo. Pode-se notar “marcas de catraca” semelhantes às ocorridas em campo e início da trinca em um dos pontos de maior tensão de *von Mises* calculados, indicando consistência do experimento com o modelo matemático e com a falha ocorrida em campo. A Figura 43 apresenta a região onde ocorreu falha no ensaio de fadiga para o suporte do aço S700MC, corpo-de-prova 2. A Figura 44 mostra as “marcas de catraca” da superfície de fratura do corpo-de-prova 2 do aço S700MC.



Figura 23: Região onde ocorre a falha no suporte do aço S260NC, corpo-de-prova 1.



Figura 24: Marcas de catraca, material S260NC, corpo-de-prova 1.



Figura 25: Região onde ocorre a falha no suporte do aço S700MC, corpo-de-prova 2.



Figura 25: Marcas de catraca, material S700MC, corpo-de-prova 2.

4. Conclusões

As análises computacionais pelo método dos elementos finitos e os ensaios realizados em laboratório evidenciaram as seguintes conclusões:

- Para a análise modal, o primeiro modo de vibrar do suporte aparece na frequência de 157,21 Hz. Embora o suporte estudado seja excitado em uma frequência de motores diesel de seis cilindros que não atende o critério estabelecido, as tensões de *von Mises* apresentadas na análise dinâmica no suporte estão abaixo dos limites dos materiais atual e proposto, sugerindo que vibração não é a causa da falha do suporte.
- Para a análise termoelástica, o suporte apresentou tensões de *von Mises* abaixo do limite de fadiga do material, sugerindo que a dilatação térmica não está causando a falha do componente. A pressão no bocal do tubo de admissão de ar demonstrou ser a solicitação crítica no suporte, visto que para este carregamento os resultados de tensão de *von Mises* no suporte apresentaram-se acima do limite de fadiga, tanto para o material atual, quanto para o material proposto. O suporte do tubo de admissão de ar não está, portanto, de acordo com os critérios que foram utilizados para os cálculos, confirmando que a falha está ocorrendo nos veículos que o utilizam.
- Devido ao suporte, para ambos os materiais, versão atual onde ocorre a falha e para a versão com o material que está sendo proposto, apresentarem tensões acima do limite de fadiga calculado, os números de ciclos até que falhas ocorram foram calculados. O suporte com o material S260NC, atualmente utilizado, para uma tensão de 42% acima do limite de fadiga calculado, apresentou número de ciclos de fadiga de baixo ciclo em $6,16 \times 10^4$ ciclos, confirmando a falha ocorrida nos veículos que o utilizam. O suporte fabricado com o material que está sendo proposto S700MC, por ter um limite de fadiga superior, reduziu o valor em porcentagem do limite de fadiga em 29%, apresentando tensões de 13% acima do limite de fadiga e melhorando a vida em fadiga em $4,70 \times 10^5$ ciclos, ou meia vida de um componente dimensionado para $1,00 \times 10^6$ ciclos.
- A região onde ocorreu a falha nas amostras dos suportes testados em laboratório é a mesma da falha ocorrida em campo, demonstrando consistência do dispositivo e carregamento cíclico utilizado para o ensaio de fadiga.
- A tensão limite de fadiga obtida através do número de ciclos obtido experimentalmente variou de 13% a 27% para o material S260NC e de 4% a 13% para o material S700MC, uma média de 16% em relação ao limite de fadiga calculado analiticamente. Uma amostra do material proposto S700MC chegou a $1,00 \times 10^6$ ciclos, que pelo critério utilizado, indica que o mesmo pode ter vida infinita.
- Os resultados do ensaio de fadiga indicam que o limite de fadiga utilizado como critério para o cálculo por meio do método dos elementos finitos foi conservador, apesar dos limites de fadiga calculados analiticamente e experimentalmente possuírem valores próximos e demonstra que os métodos utilizados estão consistentes.

5. Referências

- [1] NORMA EUROPEIA, *Produtos laminados à quente feitos de aços com alta tensão de escoamento para conformação à frio*. DIN EN 10149-3 1.0971, 1995.
- [2] NORMA EUROPEIA, *Produtos laminados à quente feitos de aços com alta tensão de escoamento para conformação à frio*. DIN EN 10149-2 1.8974, 1995.
- [3] MARIN, J., *Mechanical Behavior of Engineering Materials*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1962, p. 224.
- [4] CAMPBELL, W., *The Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration*, Trans. ASME, Vol. 1924.
- [5] SHIGLEY J. E., *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition*, McGraw-Hill Primis, 2008.