

# OTIMIZAÇÃO DA PERFORMANCE VIBRACIONAL DE UM VEÍCULO COMERCIAL PELA COMBINAÇÃO DOS MÉTODOS CAE E TESTE

## VIBRATIONAL PERFORMANCE OPTIMIZATION OF A COMMERCIAL VEHICLE THROUGH CAE AND TEST METHODS COMBINATION

Davi Machado Cury<sup>1</sup>, Fernando Henrique Nardelli<sup>1</sup> e André de Oliveira<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Siemens Digital Industries

E-mails: [davi.cury@siemens.com](mailto:davi.cury@siemens.com), [fernando.nardelli@siemens.com](mailto:fernando.nardelli@siemens.com),  
[andre.oliveiral@siemens.com](mailto:andre.oliveiral@siemens.com)

### RESUMO

A causa raiz do problema de vibração de um veículo pode ser atribuída a diferentes fontes e subsistemas do veículo, dependendo do fenômeno vibracional, sua amplitude e frequência. Coxins do motor, elementos de amortecimento no chassi e flexibilidade estrutural da carroceria também possuem papel chave no comportamento vibracional do veículo. Assim, o modelo virtual do veículo para simulação de CAE (*Computer-aided Engineering*) deve incluir não somente a representação das propriedades dinâmicas de seus subsistemas, mas também as entradas de energia e excitação no sistema (perfil da pista e cargas internas do motor, por exemplo). Por isso, modelos numéricos mais precisos podem ser alcançados ao utilizar dados obtidos experimentalmente, através de testes.

Estudar o comportamento vibracional de um veículo somente através de métodos de simulação, ou somente com testes, isoladamente, tem como resultado um entendimento limitado do mecanismo que gera as vibrações e sua causa raiz, ou na incapacidade de propor soluções realistas e viáveis. Resultados mais precisos e efetivos são obtidos ao mesclar estas duas abordagens em um processo único. Esse artigo apresenta uma metodologia baseada nesta combinação para aprimorar o comportamento de trepidação (*ride shake*) e *booming* de baixa frequência de um veículo comercial, e disserta na escalabilidade desse processo, sendo possível o adaptar para um espectro amplo de estudos de diferentes atributos.

### ABSTRACT

The root cause of the vibrational problem of a vehicle can be attributed to different sources and vehicle subsystems, depending on the vibration phenomenon, its amplitude and its frequency range. Powertrain mounts, chassis damping elements and upper body structural flexibility also play a major role on this subject. Therefore, the virtual vehicle model for CAE simulation must include representation not only of the dynamic properties of its subsystems, but also of the excitation inputs (road profile, engine internal loads). Hence, better prediction levels can be reached by using in the model test measured data.

To study a vehicle vibrational behavior with solely CAE or test methods usually results in limited understanding of the vibration generation mechanism and root cause, or in being

unable to propose realistic and feasible solutions. To join these two approaches in a single process delivers the most precise and effective results. This paper presents a methodology based on this combination to successfully improve the ride shake and low frequency booming behavior of a commercial vehicle. It is also shown this process scalability, being possible to adapt it to wider multi-attribute studies.

## INTRODUÇÃO

No desenvolvimento de uma determinada plataforma de veículos comerciais foi constatado, através de testes iniciais em seu protótipo, a necessidade de melhoria na sensação de conforto para o motorista e passageiros. Foram percebidas vibrações constantes nos assentos traseiros de um modelo, e no assoalho do motorista de outro, além do fenômeno de baixa frequência e grande amplitude denominado *booming*, em aceleração com 100% de pedal (*WOT – Wide Open Throttle*), em torno de 1500 rpm. Estes fenômenos, considerados incômodos, levaram a uma investigação completa do veículo e o desenvolvimento de uma solução estruturada para reduzir o nível de vibrações, antes que o produto fosse lançado.

O estudo apresentado tem foco não apenas na resolução de problemas, mas também em melhorar a sensação de dirigibilidade e conforto através de uma abordagem unificada de dinâmica veicular e NVH. Assim, um *benchmark* de veículos da mesma categoria no quesito conforto ao dirigir foi realizado, e propostas em termos de modificações físicas no chassi do produto foram sugeridas, com base em uma análise que combina dados de CAE e teste. Esses componentes modificados foram fabricadas e a melhoria na performance vibracional foi testada para verificar a validade dos métodos empregados e soluções encontradas.

## METODOLOGIA

Um fator determinante da performance de conforto ao dirigir de um veículo é a faixa de frequência de excitação a qual este é submetido. Diferentes excitações, geradas por diferentes perfis de pista ou pelos diferentes sistemas do veículo (motor, transmissão, etc.), evidenciam a ressonância de componentes deste veículo em faixas específicas de frequência. Para frequências de até 120 Hz existem três grupos bem definidos:

*Primary ride*: Na faixa de 5 a 6 Hz, está ligado aos modos de corpo rígido da carroceria do veículo, na relação destes com perturbações do asfalto com longos comprimentos de onda, e na divergência relevante na direção vertical (Z) em relação a condição neutra.

*Secondary ride*: Entre 5 e 25 Hz, relaciona-se principalmente no comportamento dinâmico das massas não amortecidas do chassi em conjunto com acoplamento dos modos de corpo rígido do motor e flexibilidade estrutural de componentes.

*Harshness* (Aspereza): De 25 a 120 Hz, é a faixa de transição entre fenômenos acústicos e vibracionais, e envolve principalmente a flexibilidade estrutural dos componentes do veículo e certa relevância da dinâmica da massa não amortecida. Se o fenômeno vibracional é particularmente forte, o termo “*boom*” é utilizado.

O estudo foi realizado em cinco fases:

1. *Benchmark* e definição de objetivos: avaliação da concorrência através de testes, confrontando os resultados com o produto em desenvolvimento. Com isto, a performance e o nível de conforto a ser alcançado são identificados.
2. Análise detalhada dos testes: uma análise de caminhos de transferência da vibração foi conduzida na faixa de frequência de conforto de direção, a fim de identificar áreas que precisassem ser melhoradas e possíveis soluções preliminares. Dados para enriquecer o modelo virtual do veículo também foram medidos nessa fase.
3. Otimização por simulação: Um modelo 3D multicorpos detalhado do veículo foi construído e validado em comparação aos dados dos testes. Através de uma análise DOE (*Design of Experiments*) os parâmetros mais relevantes são identificados, assim como um conjunto adequado de soluções para os fenômenos vibracionais.
4. Modificações na parte do chassi: os dados de propostas de melhoria das etapas 2 e 3, descritas acima, foram utilizados para manufaturar protótipos de novo chassi.
5. Confirmação da performance do conforto de dirigibilidade: as variantes de chassi foram testadas e a performance de conforto foi comparada com os dados iniciais, buscando evidências da melhora no nível de vibração.

## 1. BENCHMARK E DEFINIÇÃO DE OBJETIVOS

Para obter uma definição objetiva da performance do veículo em desenvolvimento comparado com a sua concorrência, foram testados um protótipo de referência e dois veículos de outras empresas com potência e chassi similar, nas mesmas condições e manobras. Dentre as características principais dos veículos, observa-se possuírem tração traseira com motor longitudinal, suspensão frontal McPherson, suspensão traseira de feixes de mola com eixo ligado a diferencial traseiro, e direção com cremalheira.

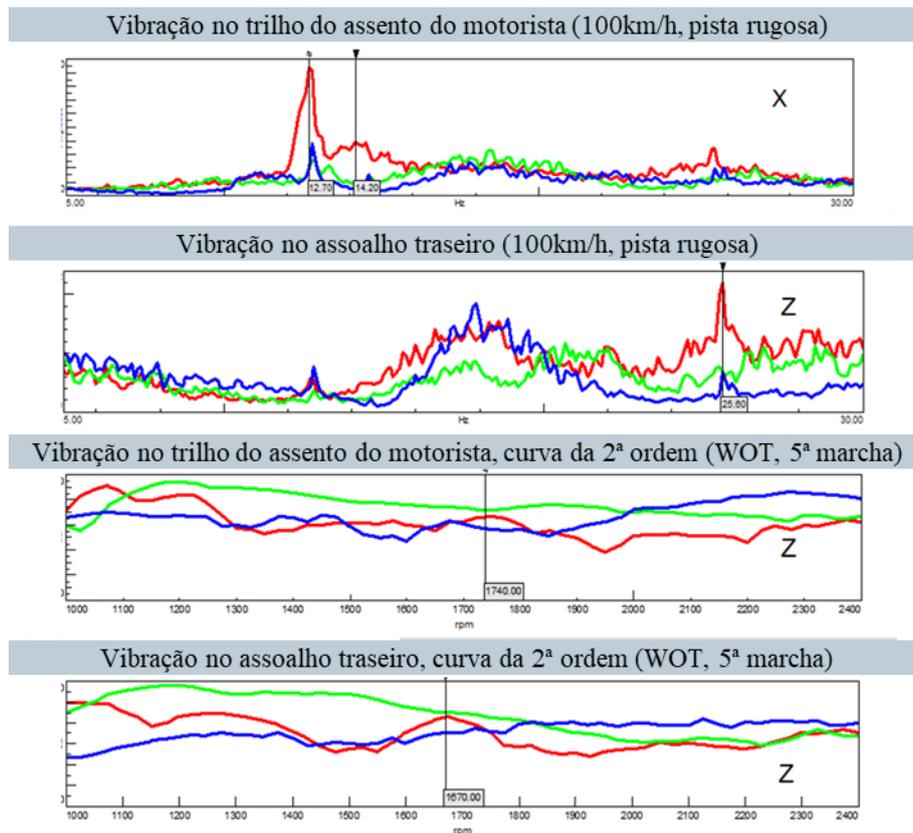
As condições de teste são:

- Trepidação: Pista reta e rugosa, com veículo a 100 km/h constante, na 6ª marcha;
- Análise de 2ª ordem (*Booming*): Pista reta e lisa, rampa de aceleração total (WOT), 5ª marcha;
- Impacto: Pista reta e lisa, porém com descontinuidades, 40 km/h constantes na 3ª marcha.



**Figura 1** – Pistas das medições operacionais

Níveis de aceleração em pontos estratégicos do veículo foram medidos e processados no domínio da frequência (no caso das rampas de aceleração, foi extraída a curva da 2ª ordem do motor). Foram identificados os pontos com necessidade de melhorias, conforme a Figura 2.



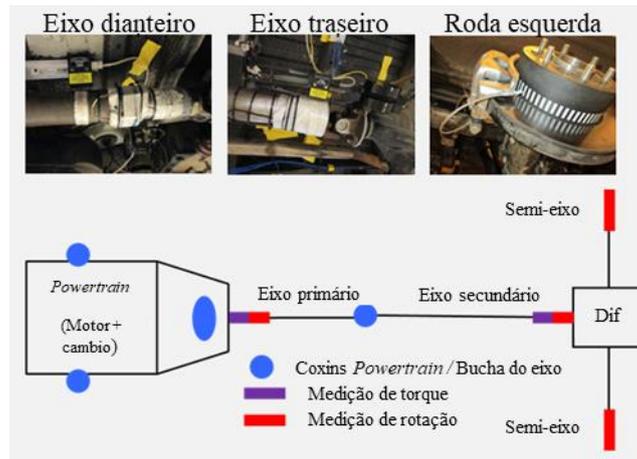
**Figura 2** – Definição de objetivos de performance. Em vermelho, o veículo em desenvolvimento. Concorrentes em azul e verde.

## 2. ANÁLISE EM TESTE

A Análise de Caminhos de Transferência (TPA – *Transfer Path Analysis*) é uma técnica utilizada para compreender a resposta de ruído e vibração, que separa as contribuições de caminhos de propagação dos fenômenos vibracionais de cada carregamento, interno e externo, e conseqüentemente identifica quais caminhos dominam a resposta. Assim que os caminhos dominantes são identificados, o próximo passo é entender como minimizar a contribuição desses caminhos. Adicionalmente, a função de transferência, a força de entrada e *point mobility* (rigidez estrutural local) podem ser ranqueados para determinar qual fator (ou fatores) são a causa principal da contribuição para uma determinada vibração ou ruído.

Para realizar uma análise de TPA, é necessário identificar as cargas de interface do sistema e as funções de transferência, ou funções resposta em frequência (FRF – *Frequency Response Functions*). Para identificar as cargas, 18 pontos de conexão diferentes foram considerados (toda a interface entre chassi/transmissão e carroceria) e 50 caminhos de transferência.

Um dos aspectos mais importantes dessa etapa do projeto é a aquisição de dados para popular o modelo de CAE. Para obter um modelo mais preciso do motor e do sistema de transmissão, foram medidos torque do eixo e semieixo e a velocidade rotacional, conforme ilustrado abaixo:



**Figura 3** – Instrumentação no motor e sistema de transmissão

O TPA foi realizado analisando a 2ª ordem do motor, quando o ruído de *boom* ocorre durante a rampa de aceleração, e assim foi possível identificar os caminhos críticos que agravam este fenômeno, os carregamentos, e criar uma lista de inicial de possíveis ações. Ao separar a contribuição total entre carregamento e FRF (Figura 4), ficam claras as correções a serem tomadas na carroceria (melhoria das funções de transferência, aumentando a rigidez local, por exemplo) ou nas interfaces entre carroceria e chassi (ajustar a razão dos acoplamentos dos coxins para balancear as forças).

Contribuição Geral Assentos Dianteiros	Assentos Dianteiros			
	Esquerdo		Direito	
	Load	FRF	Load	FRF
Conexão suspensão frontal	X		X	
	Y		Y	
	Z		Z	
Conexão suspensão traseira	X		X	
	Y		Y	
	Z		Z	
Braço da suspensão dianteira	X		X	
	Y		Y	
	Z		Z	

**Figura 4** – Exemplo de contribuições

As principais conclusões levantadas dessa etapa foram o alto nível de carregamentos aplicados ao chassi/carroceria pelo feixe de molas da suspensão traseira e dos coxins do motor, a alta sensibilidade da carroceria nos braços da suspensão dianteira e o acoplamento do amortecimento traseiro.

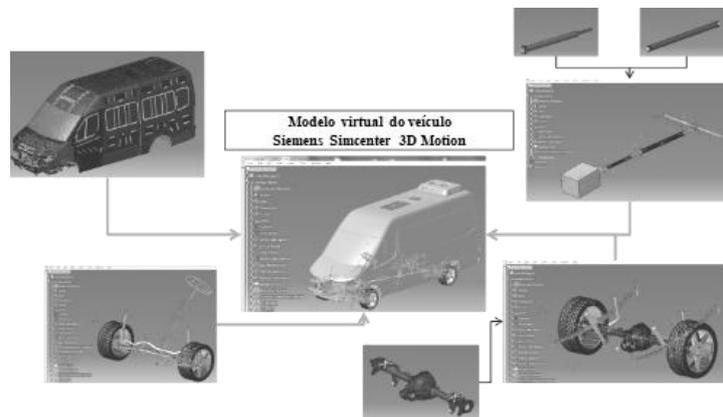
### 3. ANÁLISE VIRTUAL – DETALHAMENTO DO MODELO

Um modelo multicorpos completo do veículo, realizado no software *Siemens Simcenter 3D Motion*, foi construído baseado na combinação dos dados disponibilizados dos componentes e nos dados medidos em teste na fase anterior. Utilizar esse modelo permitiu uma avaliação mais assertiva dos parâmetros de sensibilidade do chassi e entender quais pontos teriam um efeito mais positivo na performance de conforto ao dirigir. Com esta informação foi possível priorizar as correções, adicioná-las ao modelo virtual e verificar seu potencial de aprimoramento do veículo.

O modelo virtual incluiu os seguintes subsistemas: suspensão dianteira e traseira, modelos rotativos de rodas e pneu, linha de cambagem, sistema de transmissão, sistema de coxins do

*powertrain*, e carroceria. Determinados elementos prioritários foram implementados como componentes flexíveis, como o eixo da transmissão e eixo traseiro, e carroceria.

Uma ferramenta dedicada do software foi usada para gerar um modelo detalhado 3D dos feixes de mola das suspensões. Esta ferramenta recebe como dado de entrada todos os dados geométricos e de material e automaticamente gera o modelo do subsistema da suspensão, pronto para ser implementado no modelo completo.

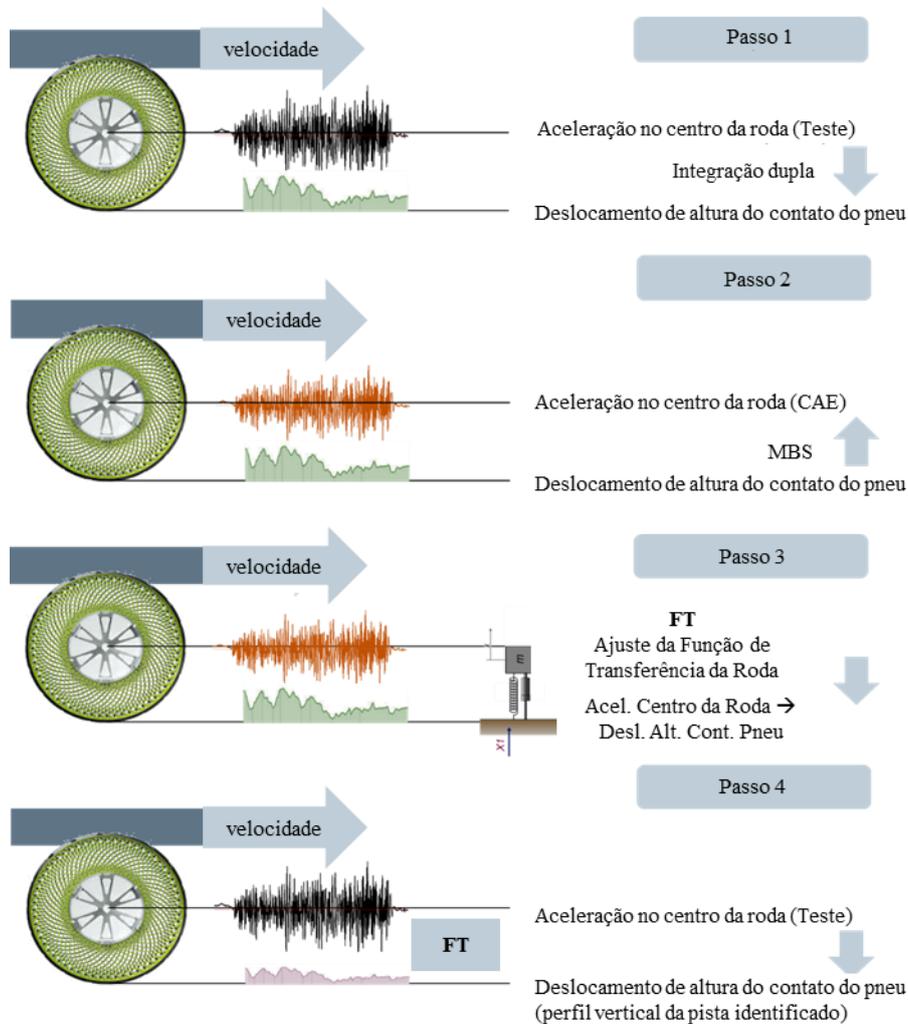


**Figura 5** – Modelo completo do veículo

O nível de predição do conforto de rodagem com o modelo simulado depende do modelo de pneu, e o utilizado para esse estudo é denominado *Comfort Durability Tire (CD-Tire)*, com o uso da formulação 30, que é um modelo de pneu com parede visco-elástica local e contato tipo escova. Este modelo é adequado para avaliar a excitação da superfície de estradas com comprimentos de onda pequenos.

Após a construção do modelo, é necessário replicar e validar as condições de contorno dos testes. As principais fontes de excitação do sistema são diferentes em cada teste: Excitação na roda para trepidação, e excitação do motor e linha de transmissão para o WOT.

Um processo de engenharia reversa foi utilizado para calcular os dados de entrada de ambos os testes, utilizando os dados medidos. A Figura 6 ilustra os passos para identificar o perfil vertical da pista a ser usada para a entrada da superfície de contato do pneu durante a simulação de trepidação.



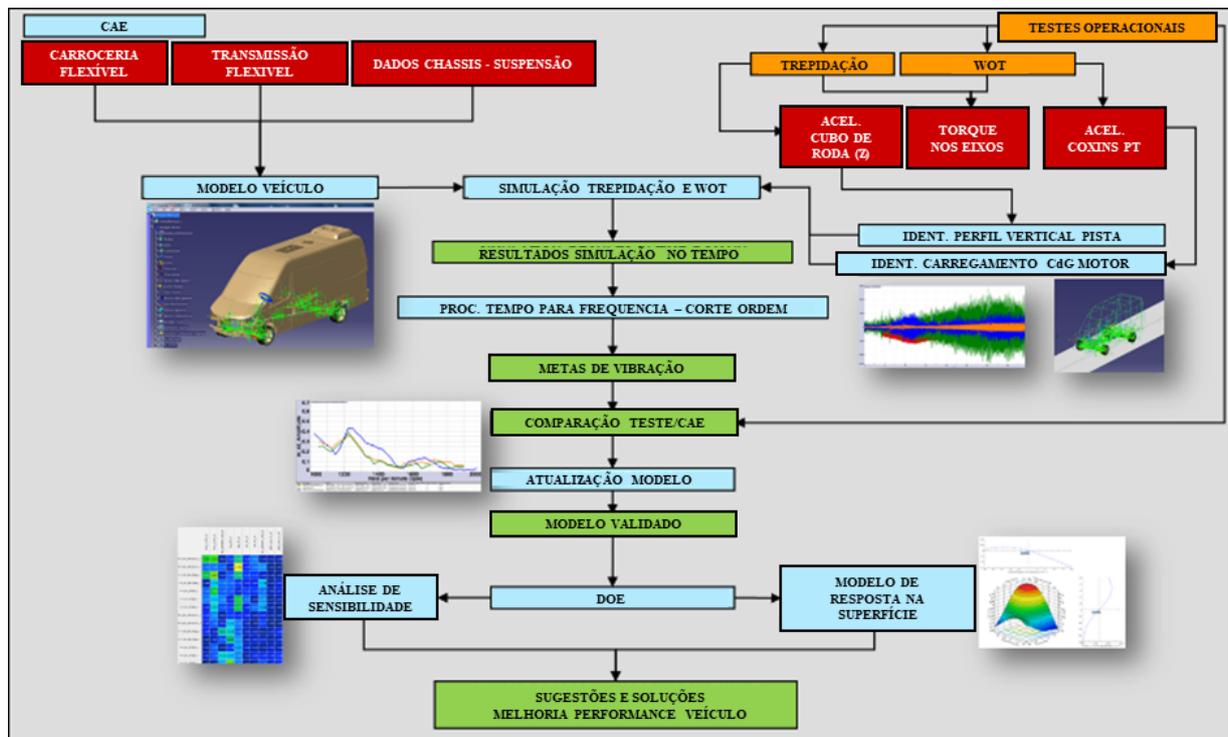
**Figura 6 – Ride Shake – identificação de perfil vertical da pista**

Para identificação do carregamento do motor e transmissão a ser utilizado como dados de entrada de excitação durante a simulação de WOT, os seguintes passos devem ser realizados num modelo somente do motor, e modelo multicorpos da transmissão:

1. Extrair de teste os dados temporais das acelerações, nos três sentidos (X, Y, Z), para cada coxim do *Powertrain*;
2. Integrar duas vezes os dados em cada direção, para obter os deslocamentos;
3. Aplicar a condição de 1G e torque estático de WOT no motor, e extrair o deslocamento estático nos coxins;
4. Aplicar os deslocamentos obtidos nos coxins do *Powertrain* do modelo multicorpos do motor, em conjunto com os dados obtidos na etapa 3 (máximo de 6 drivers a fim de cobrir os 6 graus de liberdade do corpo rígido);
5. Calcular os movimentos do centro de gravidade do motor nos seis graus de liberdade;
6. Aplicar os movimentos calculados acima com os *drivers*;
7. Extrair as forças e torques do *driver*;
8. Verificar se os carregamentos identificados geram as mesmas acelerações dos coxins obtidas em teste;
9. Aplicar os carregamentos identificados ao modelo completo do veículo.

#### 4. ANÁLISE VIRTUAL – DETALHAMENTO DO PROCESSO

Um modelo multicorpos preciso do veículo é um ponto de partida fundamental para o estudo correto do comportamento de dirigibilidade e conforto. A figura 7 mostra o processo de simulação, que começa pela criação do modelo e termina com a sugestão de soluções para o aprimoramento do veículo, passando pela validação por teste e análise de sensibilidade de DOE.



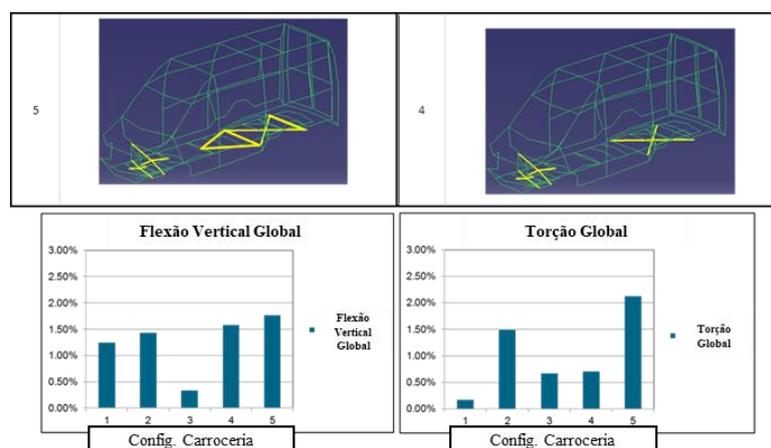
**Figura 7** – Fluxo de atividades baseadas em CAE

Antes de iniciar a validação do modelo e a análise de sensibilidade, o modelo multicorpos do veículo foi completamente parametrizado, com total de 22 parâmetros e chassis definidos como fatores de escalonamento (Tabela 1). Índices de conforto ao dirigir também foram criados com a meta de avaliar a performance em um ponto definido, ao se alterar valores de parâmetros do chassi. Na análise de trepidação, para cada curva FFT de aceleração limite, 5 faixas de frequências são definidas entre 10Hz e 30Hz e é calculado a média RMS; já em WOT, para cada ponto objetivo um corte de 2ª ordem é realizado e 2 faixas de rotação do motor são definidas, para as quais é calculado a média RMS.

Nome	Definição	Observações
'SF_TB_MODALDamp'	Amortecimento modal da carroceria	
'SF_RRdvrS_Damp'	Amortecimento rotacional do eixo traseiro	
'SF_RRdvrS_Stiff'	Rigidez rotacional do eixo traseiro	
'SF_RRabsorber_Bus'	Rigidez buchas amortecimento traseiro	3 direções de translação
'SF_RRLeaf_Damping'	Amortecimento feixe de mola traseiro	
'SF_RRLeaf_YoungM'	Rigidez feixe de molas traseiro	
'SF_RRLeaf_Bus'	Buchas feixe de mola traseiro	3 direções de translação
'SF_DVRL_YokeFric'	Fricção cruzeta	
'SF_DVRL_Bearing'	Rolamento eixo de tração	3 direções de translação
'SF_ENG_Mass'	Massa do motor	
'SF_ENG_bus'	Coxins do motor	3 direções de translação
'SF_FRLeaf_Bus'	Buchas feixe de molas dianteiro	3 direções de translação
'SF_FRLeaf_Damping'	Amortecimento feixe de molas dianteiro	
'SF_FRLeaf_YoungM'	Rigidez feixe de molas dianteiro	
'SF_FRLowerArm_Bus'	Buchas braço de suspensão dianteiro	3 direções de translação
'SF_FRdmp_Bus'	Rigidez buchas suspensão dianteira	3 direções de translação
'SF_STW_Bearing'	Rolamento coluna de direção	
'SF_STW_Mass'	Massa do volante	
'SF_Tire_Inertia'	Inércia da massa não suspensa	Dianteira e traseira
'SF_Tire_Mass'	Massa não suspensa	Dianteria e traseira
'FR_DMP_sf'	Massa amortecedor dianteiro	
'RR_DMP_sf'	Massa amortecedor traseiro	

**Tabela 1** – Parametrização do modelo

Assim que o modelo foi parametrizado e os índices foram definidos, a análise de DOE foi realizada. Esta contou com 450 variantes simuladas e 45 índices sintéticos para simulação de trepidação, e 400 variantes de simulação e 37 índices sintéticos para WOT. Este estudo de DOE teve o propósito de identificar os parâmetros de chassis que tenham o maior efeito na performance, os resultados de DOE são processados em termos de critérios de correlação. O número de correlação é sempre entre -1 e +1. Uma correlação próxima de +1 ou -1 significa que duas variáveis são de maior forma relacionadas linearmente, enquanto que um valor próximo de 0 indica que elas são consideravelmente independentes.



**Figura 8** - Exemplo de variáveis da carroceria

Como mencionado na introdução, investigações adicionais dos efeitos da rigidez estrutural da carroceria foram realizadas; isso proporciona uma análise da contribuição específica vinda do

chassi e da carroceria, separadas, para os níveis de vibração. Cinco modificações conceituais da carroceria foram montadas (reforços de barras simples), modificando a rigidez local e global da carroceria, e performances de conforto de dirigibilidade foram avaliados nessas variáveis (ilustrado na Figura 8). As variáveis de carrocerias reforçadas foram criadas através de uma abordagem de modelo modal rápido (*fast modal model*), que permite acelerar drasticamente a montagem de configurações.

A confirmação das conclusões obtidas com a análise de TPA foram obtidas com os resultados de estudo de CAE. Como resultado, as Tabelas 2 e 3 apresentam as sugestões de soluções comuns entre teste e CAE, e mostram as ações necessárias que devem ser tomadas para aprimorar a performance de conforto ao dirigir o veículo estudado.

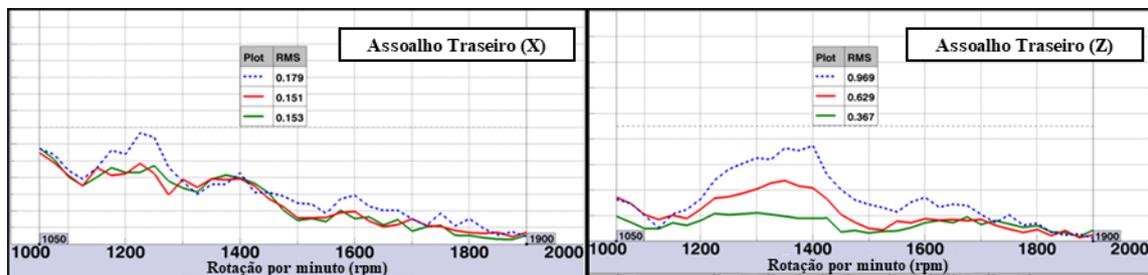
		Trepidação a 100 km/h		WOT, 5ª Marcha
<b>Transmissão</b>	Rigidez rotacional do eixo traseiro	-10%		
	Bucha do suporte do eixo cardan, para rigidez da carroceria	30%		
<b>Massa/Inércia</b>	Inércia polar do pneu	10%		
	Massa não-suspensa (Pneu)	10%		
	Desbalanceamento da roda dianteira e traseira	Ser removido		
<b>Chassis - dianteira</b>	Amortecimento do amortecedor dianteiro	40%		
	Rigidez das buchas dos braços da suspensão dianteira	20%		
	Rigidez das buchas do feixe de molas em relação ao corpo	-30%		
<b>Chassis - traseira</b>	Rigidez vertical do feixe de molas traseiro	-20%		
	Rigidez das buchas do feixe de molas	30%	-30%	
	Amortecimento do amortecedor traseiro	-20%		
<b>Coxins PT</b>	Rigidez dos coxins do motor e transmissão	-30%		

**Tabela 2** – Parâmetros para otimização do chassi

		Trepidação a 100 km/h / WOT, 5ª marcha
<b>Rigidez Global</b>	Flexão vertical	+5% ou maior
	Torsão	+5% ou maior
<b>Rigidez Local</b>	Braço de suspensão dianteiro (Y-Z)	
	Feixe de mola dianteiro (Z)	
	Motor (Z)	
	Amortecedor traseiro (Z)	

**Tabela 3** – Parâmetros para otimização estrutural da carroceria

Efeitos de modificações na análise numérica somente do chassi como também do conjunto chassi + carroceira são apresentados na Figura 9, para um ponto de vibração no assoalho traseiro do veículo.



**Figura 9** – Predição de simulação de WOT (curva azul: *baseline*; vermelha: modificações no chassis; verde: modificações no chassi e carroceria)

## 5. VALIDAÇÃO DAS PROPOSTAS DE SOLUÇÕES

Como etapa final do estudo, foram implementados no veículo protótipo componentes modificados com base nos dados obtidos nas atividades realizadas. A validação evidenciou em teste a redução dos níveis de vibração medidos correspondentes a predição de CAE. Três variantes de chassi foram testadas, ao selecionar diferentes partes modificadas de acordo com as diretrizes da tabela 2.

Além destas variantes modificadas, a versão *baseline* de configuração do chassi foi retestada para confirmar a consistência das condições de testes nessa nova campanha de medições, permitindo um conjunto coeso de dados para serem comparados. Sendo assim, as configurações de veículo foram:

1. *Baseline* (sem modificação);
2. Todas as modificações propostas;
3. Conjunto de modificações 1;
4. Conjunto de modificações 2.

As performances em trepidação e WOT foram testadas nas mesmas condições operacionais da etapa inicial do projeto, para cada variante do chassi. O desempenho de impacto também foi testado, mesmo não sendo parte do processo de otimização.

Os testes confirmaram, que todas as propostas de modificação apresentaram melhora do desempenho, porém o conjunto em que são aplicadas todas as modificações no chassi apresenta o melhor resultado entre as frequências 12.3Hz até 14.2Hz no teste de trepidação, e redução de vibração de 3 a 5dB na rotação crítica no teste de aceleração. A tabela 4 apresenta o resumo dos resultados do teste de validação das soluções aplicadas:

Pontos de Interesse	Assento dianteiro (X)			Ass. Diant. (Z)	Volante (Y)	Assoalho Dianteiro (X)		Assoalho Traseiro (Z)		Assoalho Traseiro (X)	
	12.7 Hz	14.2 Hz	1700rpm	1740rpm	12.7 Hz	12.7 Hz	14.2 Hz	25.6Hz	1700rpm	12.7 Hz	14.2 Hz
Conj. Modificações 1	6	4	2	3	6	6	5	2	3	5	4.5
Conj. Modificações 2	6	2	1	0	4	4	2	1	2.5	6	3
Todas as Modificações	2	4	1	2.5	1.5	1	4	3.5	4	1.5	4.5

**Tabela 4** – Resultado geral dos testes em protótipo com conjuntos de contrapostas

## CONCLUSÃO

O estudo mostrou que através da sinergia das análises de Teste & CAE, é possível focar na causa raiz do problema e encontrar soluções de maneira mais eficiente. Este estudo também permitiu que o trabalho fosse executado com maior desempenho nas fases de validação. Porém, esta fase geralmente ocorre muito próximo ao lançamento do veículo, onde grandes mudanças já não são mais possíveis. O melhor cenário é que esta metodologia seja aplicada nos primeiros estágios de desenvolvimento de um produto, pois o uso de modelos numéricos permite uma análise mais precisa no comportamento vibroacústico do veículo já nas fases iniciais do desenvolvimento, além de um desenvolvimento melhor direcionado do chassi e carroceria.

Uma representação 3D detalhada e precisa do veículo é um aspecto chave para o funcionamento dessa metodologia, e isso é possível via um ambiente multicorpos que permite facilmente considerar as flexibilidades estruturais por implementar corpos flexíveis. O modelo multicorpos do veículo deve representar fielmente o carro testado, portanto a tarefa de correlação dos dados tem papel fundamental. Características corretas e bem definidas devem ser implementadas no modelo e, se necessário, testes em componentes específicos para extração de parâmetros devem ser executados.

Outro aspecto que deve ser ressaltado é que, se o processo de desenvolvimento de chassi e carroceria envolver CAE e testes desde o início, permitirá a otimização e harmonização de suas performances e dissipação de conflitos entre seus atributos (denominada Otimização Multi-Atributo). Quando o fenômeno de vibração ocorre em frequências capazes de excitar os modos globais da carroceria, a melhoria de performance é alcançada não somente por agir a nível de chassis (reduzindo cargas e aumentando o isolamento por suspensão), mas por projetar uma melhor estrutura da carroceria.

## REFERÊNCIAS

- [1] MARQUES DOS SANTOS, F.; ENAULT, T.; DELEENER, J.; and VAN HOUCKE, T. **Model Based Approach by Combination of Test and Simulation Methodologies for NVH Investigation and Improvement of a Rear Wheel Drive Vehicle.** SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH 1(2):407-416, 2017.
- [2] MARQUES DOS SANTOS, F.; PASTORINO, R.; PEETERS, B; FARIA, C.; DESMET, W; G'OES, L; AUWERAER, H. Model based system testing: Bringing testing and simulation close together. **In Structural Health Monitoring, Damage Detection & Mechatronics**, Volume 7, pages 91–97. Springer, 2016
- [3] TOSO, A.; FACCHIN, U.; MELZI, S. **A Multibody and Finite Element models of a leaf-spring suspension for vehicle dynamics applications: numerical model, tests and correlation.** Department of Mechanical Engineering Politecnico di Milano - ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics. Barcelona, Catalonia, Spain, 2004.
- [4] GALLREIN, A.; DE CUYPER, J.; DEHANDSCHUTTER, W. **Parameter Identification for LMS CD-Tire – 3<sup>rd</sup> International Tyre Colloquium: Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis** – University of Technology Vienna, Austria, 2004.