

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR LUÍZ JOSÉ MARTINS
GONÇALVES E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28/07/2010

Domingos F. Zanfari
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Luiz José Martins Gonçalves

**Influência do comportamento dinâmico de uma
correia de multicanais em um sistema de
acessórios automotivo utilizando tensionador
automático**

Campinas, 2010.

Luiz José Martins Gonçalves

Influência do comportamento dinâmico de uma correia de multicanais em um sistema de acessórios automotivo utilizando tensionador automático

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de concentração: Dinâmica

Orientador: Douglas Eduardo Zampieri

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

G586i Gonçalves, Luiz José Martins
 Influência do comportamento dinâmico de uma
 correia de multicanais em um sistema de acessórios
 automotivo utilizando tensionador automático / Luiz
 José Martins Gonçalves. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

 Orientador: Douglas Eduardo Zampieri.
 Dissertação de Mestrado (Profissional) -
 Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
 Engenharia Mecânica.

 1. Correias e transmissão por correias. I. Zampieri,
 Douglas Eduardo. II. Universidade Estadual de
 Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
 Título.

Título em Inglês: Dynamic behavior of poly V belt on the automotive accessory
 drive applying automatic tensioner

Palavras-chave em Inglês: Belts and transmission belts

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Robson Pederiva, Celso Argachoy

Data da defesa: 28/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

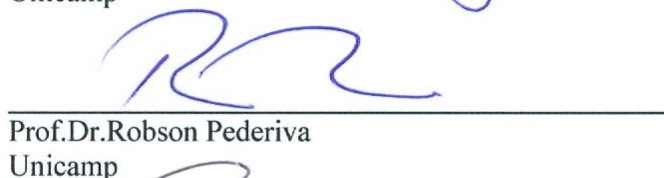
**Influência do comportamento dinâmico de uma
correia de multicanais em um sistema de
acessórios automotivo utilizando tensionador
automático**

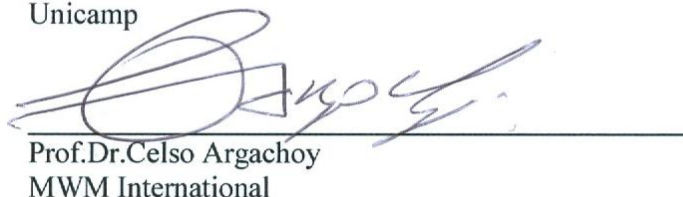
Autor: Luiz José Martins Gonçalves

Orientador: Prof.Dr.Douglas Eduardo Zampieri

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:


Prof.Dr.Douglas Eduardo Zampieri
Unicamp


Prof.Dr.Robson Pederiva
Unicamp


Prof.Dr.Celso Argachoy
MWM International

Campinas, 28 de julho de 2010.

Dedico este trabalho a minha família pela paciência e meses sem a minha presença e atenção que mereciam, e também em memória de meu pai que ficaria orgulhoso com a conclusão de mais essa etapa vencida de minha vida.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda do time MWM principalmente a Georges Vretos e Alexandre Cipola às quais presto minha homenagem.

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas da engenharia, que me ajudaram de forma direta e indireta na conclusão desse trabalho.

*A vida é cheia de desafios e obstáculos,
porém lute pelo seus sonhos,
confie em Deus e peça ajuda aos anjos,
pois você nunca será abandonado*

Resumo

Neste trabalho procurou-se avaliar comparativamente a simulação numérica e os testes em dinamômetro quanto à frequência de ressonância do trecho livre da correia multicanais do lado tenso de um sistema de três polias contendo um tensionador automático. Para isto é necessário conhecer as características do tensionador, disposição e inércia dos acessórios e as características da correia. Para a análise descrita neste trabalho utilizou-se um método de determinação das frequências de ressonâncias através de um sistema massa-mola através de simulação computacional, e avaliação em testes práticos com medições dos níveis de aceleração no tensionador de correia, e deslocamento máximo da correia em seu trecho livre. Os resultados obtidos foram analisados e comparados com o resultado teórico. Os resultados deste trabalho são importantes nos futuros trabalhos de um sistema não-linear com multi-polias visando à otimização do sistema.

Palavras Chave: Correias e transmissão por correias

Abstract

This investigation looked for to developing a method that allowed evaluating the simplified numerical simulation and the tests in dynamometer to identify resonance frequencies of poly V belt span. For that is necessary to know the characteristics of the belt tensioner, coordinates and inertia of the accessories and the characteristics of the poly V belt. For the described analysis in this work a method of determination of the frequencies of resonances through a system was used mass-spring, and evaluation in practical tests with measurements of the levels of acceleration in the tensioner arm, and maximum displacement and acceleration of belt span. The final results was checked and compared with numerical simulation. The results of this work are important in the future works of a nonlinear system with multi-pulleys aiming at the system optimization.

Key Words: Belts and transmissions belts

Lista de ilustrações

1.1	Exemplo de um sistema de acionamento frontal do motor por correia	2
1.2	Vista explodida do tensionador automático	4
3.1	Diagrama de definição de um sistema de correias contendo três polias	13
3.2	Diagrama de corpo livre da polia do virabrequim (4)	15
3.3	Diagrama de corpo livre da polia do alternador (1)	15
3.4	Diagrama de corpo livre da polia do tensionador (2)	16
3.1.1	Análise modal do trecho livre tenso entre o alternador e o virabrequim	23
4.1	Curva de oferta do motor do motor MAXXFORCE 7.2L	26
4.2	Curva característica do tensionador testado em dinamômetro	27
4.3	Equipamento LMS Pimento 8 canais e software LMS Pimento 6.1	28
4.4	Posicionamento do acelerômetro no tensionador automático e alternador (vista frontal)	29
4.5	Posicionamento do acelerômetro no tensionador automático e alternador (vista Lateral)	29
4.6	Posicionamento do sensor de rotação e roda dentada no virabrequim	30
4.7	Motor MAXXFORCE 7.2L instalado em dinamômetro	31
5.1	Curva característica do grau de irregularidade ($^{\circ}$) do motor em função da rotação (RPM)	32
5.2	Curva característica de aceleração (m/s^2) em função da rotação do motor (RPM) com 60% de carga na 3 ^a ordem	33
5.3	Curva característica de aceleração (m/s^2) em função da rotação do motor (RPM) com 60% de carga na 4,5 ^a ordem	34
5.4	Gráfico da rotação constante do motor de 2050(RPM) e função do tempo (s)	35
5.5	Análise modal do alternador -1 ^o modo de vibrar (eixo X) – 144,1Hz	36
5.6	Análise modal do tensionador -1 ^o modo de vibrar (eixo Y) – 170,8Hz	36

5.7	Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo X em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm	37
5.8	Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo Y em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	38
5.9	Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo Z em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	39
5.10	Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo Y em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	40
5.11	Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo X em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	41
5.12	Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo Y em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm	42
5.13	Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo Z em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	43
5.14	Gráfico do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm	44
5.15	Gráfico ampliado do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm	45
5.16	Gráfico do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.	46
6.1	Exemplo de um sistema de acionamento frontal por correia	48

Lista de tabelas

1.1.1	Materiais empregados na construção de correias para aplicação automotiva	6
4.1	Condições impostas de teste no motor MAXXFORCE 7.2L	24
4.2	Características do motor MAXXFORCE 7.2L testado em dinamômetro	25

Lista de abreviaturas e siglas

Letras latinas:

\dot{c}_1 - velocidade efetiva da onda no vão livre 1	[m/s]
\dot{c}_a - velocidade de fase para vibração transversal no vão livre 1	[m/s]
c_i - velocidade transversal da onda no vão livre i, relativo à correia	[m/s]
c- velocidade da correia na condição de rotação constante	[m/s]
$C^2_{w_{i,xx}}$ - aceleração centrípeta	[m/s ²]
EA- módulo longitudinal da correia	[N.m]
i- polia	[-]
J- momento de inércia	[Kg.m ²]
$J_{braço} + m_{polia}r_{braço}^2$	[Kg.m ²]
J_i - momento de inércia de i para elemento discreto. Para o braço do tensionador	[Kg.m ²]
K_{gr} - rigidez geométrica da mola do tensionador	[N.m/rad]
K_i - rigidez longitudinal do tensionador	[N.m/rad]
K_r - constante rotacional da mola do braço do tensionador	[N.m/rad]
K_s - rigidez da mola do braço do tensionador	[N.m/rad]
l_i - comprimento do vão livre i	[mm]
m_i - massa efetiva do componente rotacional i	[Kg]
m- massa da correia por unidade de comprimento	[Kg/m]
M_{di} - momento dinâmico aplicado na polia i	[Nm]
n- constante suporte do tensionador	[-]
r_i - raio do elemento discreto i do sistema	[mm]
P_{di} – componente da força dinâmica no vão livre da correia i	[N]
P_{diL} - componente da força dinâmica no vão livre i com efeito linear	[N]
P_{diNL} - componente da força dinâmica no vão livre i com efeito não-linear	[N]
P_{oi} - Força total de operação;	[N]

P_{ti} - componente da força trativa no vão livre da correia i	[N]
P_{ti} - Força do vão livre tracionado no vão livre em estado de equilíbrio	[N]
t- tempo	[s]
W_n - frequência natural	[Hz]
\ddot{X} - aceleração	[m/s ²]
X_i - deslocamento do perímetro da polia	[mm]
x_i -coordenada local na direção longitudinal do vão livre i	[mm]
$2cw_{i,xt}$ - aceleração de Coriolis	[m/s ²]

.....

Letras gregas:

θ_1 - rotação da polia do alternador	[rpm]
θ_2 - rotação da polia do tensionador;	[rpm]
θ_3 - rotação do braço do tensionador;	[rpm]
θ_4 - rotação da polia do virabrequim;	[rpm]
Ψ_1/ Ψ_2 - ângulo de desalinhamento entre o movimento do braço do tensionador e o vão livre da correia adjacente no equilíbrio	[rad]

.....

Abreviações

BR- polibutadieno
 CR- Cloroprene
 CSM- Polietileno clorosufonado;
 EPDM- Borracha etileno propileno
 HNBR- Borracha nitrílica hidrogenada;
 NBR- Borracha nitrílica;

Subscritos

,x – derivada parcial em x;

,t – derivada parcial em t;

Sumário

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	ix
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA TRANSMISSÃO POR CORREIAS	5
2. REVISÕES DA LITERATURA	8
2.1. ESTUDO DO ESCORREGAMENTO DE CORREIA	8
2.2. ESTUDO DA EXCITAÇÃO DA CORREIA	9
3. MODELAGEM TEÓRICA	12
3.1. ANÁLISE DA VIBRAÇÃO LIVRE	18
4. ANÁLISE EXPERIMENTAL	24
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	47
7. REFERÊNCIAS	49

1. INTRODUÇÃO

Na transmissão de movimento em um motor de combustão interna, a correia atualmente está sujeita a diversos esforços estáticos e dinâmicos de forma periódica devido ao ciclo de operação do motor e gerando amplitudes de deslocamento perpendiculares ao movimento.

Atualmente, existe cada vez mais a necessidade dos motores de combustão interna operar com níveis de grau de irregularidade e níveis torcionais elevados devido às exigências das legislações de emissões vigentes ocasionando pressões de combustão elevadas minimizando os níveis de NOX e particulado.

O tensionador é extremamente útil em sistemas de movimentação por correia e é particularmente aplicado e inicialmente desenvolvido para um sistema de movimentação sincronizada por correia para resolver os problemas da tensão da correia associados ao eixo como do comando de válvulas de motores de combustão interna, compensando e assegurando as variações da tensão atribuíveis aos efeitos da dinâmica, e em efeitos térmicos tais como aqueles que geram mudanças no comprimento da correia.

As correias aplicadas para o acionamento do sistema frontal do motor são em sua grande maioria de multicanais, variando de quatro a doze canais citadas na norma INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION (1998) ISO 9988, dependendo da solicitação exigida dos acessórios e da aplicação veicular que crescentemente exigem disposições muito complexas dos acessórios. Essa variação do número de canais e também dos tipos de materiais empregados substituíram em sua grande maioria as correias em V que são limitadas pela baixa rigidez axial e resistência à tração devido à sua forma construtiva.

O sistema consiste em uma única correia que usualmente aciona polias acessórias múltiplas. Devido à rigidez axial elevada que caracteriza a maioria das correias multicanais exige a inclusão de um tensionador automático à mola ou hidráulico. A fim de compensar os efeitos de desgaste, elevada pré-carga na instalação e flutuação excessiva da tensão da correia em condições de rotações de passagem, e também na condição de rotação constante a utilização do tensionador automático se tornou mandatória e exemplificada na figura 1.1. Além disso, a filtração das

flutuações da tensão da correia garantidas pelo tensionador permite um comportamento dinâmico do sistema extremamente vantajoso.

O tensionador mantém a tensão controlada na correia para cada acessório, enquanto a força extraída pelos acessórios e a rotação do motor variam de acordo com necessidade do usuário do veículo ou necessidade do sistema elétrico em se manter operante.

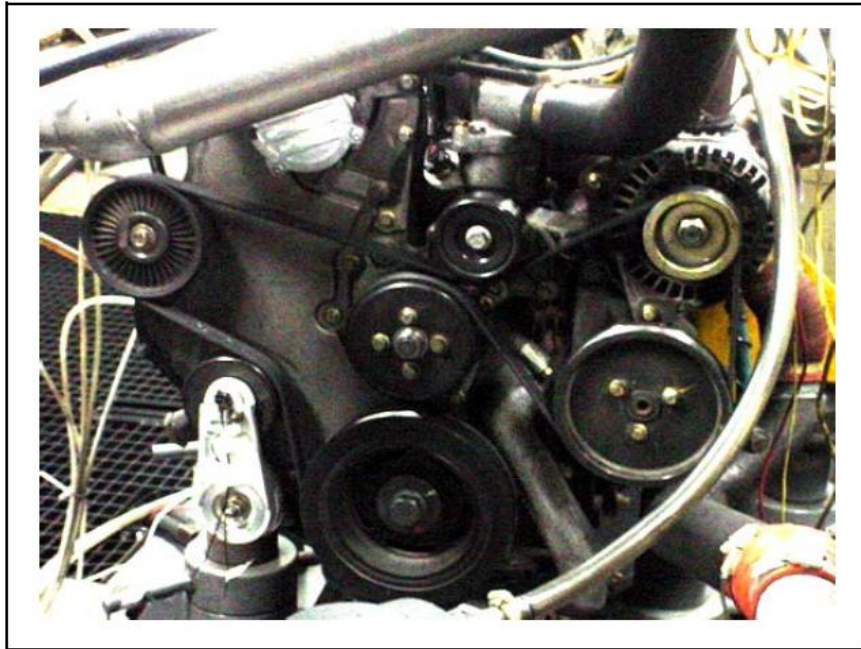
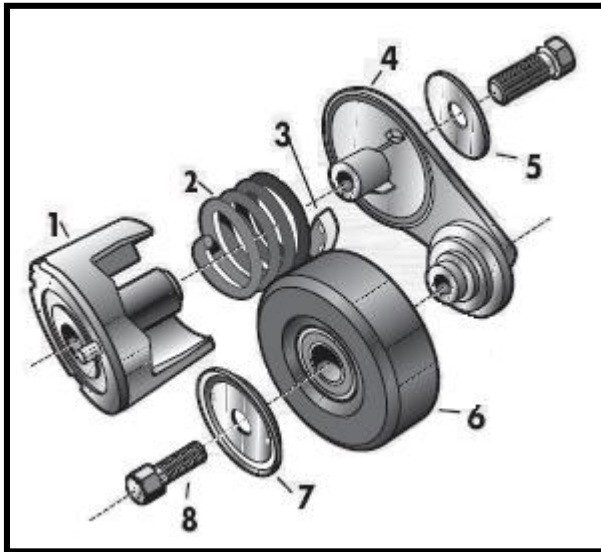


Figura 1.1- Exemplo de um sistema de acionamento frontal do motor por correia

O tipo mais importante de vibração do sistema é relacionado ao deslocamento angular, na qual está presente, por exemplo, nos braços dos tensionadores automáticos. As vibrações podem ser prejudiciais à operação do sistema e a pior circunstância que pode ocorrer é um sistema em ressonância quando as forças associadas com o movimento da polia oscilam com uma frequência igual à frequência natural do sistema. As variações do torque contribuem às forças de excitação que introduzem amplitudes máximas da variação da tensão na correia nas frequências de ressonância. Quando as amplitudes de vibração são demasiadamente elevadas, a falha da correia pode ocorrer pela extensão livre ou vão livre que está anterior a movimentação da polia motora (polia do virabrequim).

Uma tensão de correia de uma instalação em sua temperatura de operação entre 80 graus à 120 graus é escolhida para inibir as variações de amplitude para impedir a falha da correia. Se a tensão de instalação é demasiadamente baixa, a falha da correia ocorre devido ao salto da correia de seu posicionamento ou em marcações evidenciadas nos canais da correia, devido ao seu desalinhamento entre as polias. Se a tensão de instalação é demasiadamente elevada, pode comprometer a vida da correia e reduzir o ruído da correia em temperaturas de funcionamento do motor, porém deverão ser reavaliadas às forças dinâmicas atuantes em todos os acessórios visando não comprometer a vida útil dos mesmos. MWM INTERNATIONAL(2006)

A forma construtiva do tensionador automático atualmente desenvolvido no mercado automobilístico mundial por empresas como a Litens, Dayco(1975), Gates será visto a seguir na figura 1.2 e basicamente consiste em uma polia montada fixa em um braço ou carcaça fundida, que possui um pivô em sua base fixa, e uma mola que permite o movimento de rotação do braço em torno do mesmo e uma bucha de polímero que oferece um coeficiente de amortecimento no sistema, inibindo a movimentação do braço do tensionador sob algumas circunstâncias dinâmicas. Quando em operação, o braço do tensionador oferece uma força aplicada à correia através da polia que está acoplada ao mesmo na condição de ressonância do sistema. Tais variações são cíclicas ou constantes e são geradas eventualmente pela variação do torque do motor. O amortecimento nesse sistema de movimentação por correia é suficiente para inibir a força de excitação dinâmica no tensionador.



1. Base fixa;
2. Mola de tensão;
3. Mecanismo de amortecimento;
4. Braço do tensionador;
5. Disco de vedação;
6. Polias/ rolamentos;
7. Protetor de poeira
8. Parafuso.

Figura 1.2 – Vista explodida do tensionador automático

1. Componente fixo do tensionador que é aparafusada ao bloco do motor ou a outros acessórios. Os projetos da base variam de acordo com a aplicação e solicitação imposta ao componente;
2. Componente que possui o pré tensionamento de projeto. Fornece um torque de acionamento promovido pelo componente 6.
3. Componente que possui a função de absorver a vibração do sistema pelo atrito de Coulomb. Como esse componente é sujeito ao atrito e possui material elastomérico sua vida é limitada;
4. Componente que conecta a mola (item 2) à polia do tensionador (item 6), geralmente construído em liga de alumínio fundido sob gravidade;
5. Componente que permite a união entre a base fixa (1) e o braço do tensionador (4) prevenindo contaminação interna;
6. Conjunto que deve ser inspecionado regularmente por dano ou desgaste. O componente primordial da polia é o rolamento, que deve ser corretamente lubrificado. A perda de lubrificação é a causa a mais freqüente da falha da polia;

7. Componente que protege o rolamento dos elementos abrasivos prejudiciais;
8. Componente que conecta a polia (item 6) ao braço do tensionador (item 4)

1.1. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA TRANSMISSÃO POR CORREIAS

A temperatura é uma variável que influi diretamente a performance dos sistemas acionados por correia, acima dos limites funcionais da correia, exerce grande influência na vida do sistema de correia. Estes limites são discutidos abaixo. A exposição das correias às altas temperaturas apresenta influência significativa sobre sua vida útil, devido à cura progressiva do elastômero, diminuindo sua elasticidade e fazendo-os frágeis. Os esforços internos resultantes deste processo causam as rachaduras, abaixando sua força permissível de trabalho. O efeito do ozônio na atmosfera contribui ainda mais para acelerar este processo.

O aumento da temperatura nos sistemas de correia é gerado por duas fontes:

- ➔ Externas: Devido à vizinhança de superfícies quentes ou devido ao fluxo do ar quente;
- ➔ Internas: Devido à correia e possui os seguintes fatores:
 - a-) Atrito devido à dobra do material que passa através das polias;
 - b-) Tensão insuficiente no sistema gerando escorregamento da correia;
 - c-) Força transmitida elevada;
 - d-) Tipo e construção da correia.

Como recomendações de projeto podemos considerar:

a-) Verificar a especificação da correia para a temperatura de funcionamento pretendida, que estabiliza quando a relação do calor gerada internamente se iguala ao removido pelo fluxo de ar. Geralmente, para correias de V em períodos de trabalho longos, cada aumento de 20° C acima da temperatura ambiente de 30°C reduz a vida da correia em 50%. Para curtos períodos de exposição não se aplica essa regra;

b-) Os diâmetros mínimos recomendados das polias para cada tipo de correia não deve exceder 50 mm, a fim impedir a geração de calor excessivo e o efeito de rachadura nos canais da correia. Para polias com diâmetros maiores que 80 mm, as correias sujeitas à baixa tensão fornecem uma ventilação melhorada devido a sua velocidade periférica mais elevada e reduzem cargas do rolamento também;

c-) Especificar proteções de correia que não restrinjam a ventilação do sistema, para a dissipação apropriada do calor gerado internamente pela correia;

Na tabela 1.1.1 mostra as recomendações de seleção de um composto da correia:

Tabela 1.1.1: materiais empregados na construção de correias para aplicação automotiva

<u>Material</u>	<u>Faixa de temperatura</u> (°Celsius) conforme (SAE J2432)	<u>Itens a serem considerados</u>
CR - (Cloroprene)	100 à -34	Não recomendado para grande faixa de temperatura
BR – (Polibutadieno)	100 à -54	Não recomendado para altas temperaturas e exposição ao ozônio
CSM	121 à -34	Pode ser mais suscetível ao ruído
HNBR (Nitrílica)	121 à -34	-Baixa durabilidade em temperatura ambiente -Bom desempenho à alta temperatura
EPDM	121 à -45	Melhor desempenho total

Os materiais mais comuns disponíveis no mercado são correias de neoprene para temperaturas até 80 °C e EPDM para temperaturas até o 120 °C. O EPDM apresenta, entretanto menos resistência aos lubrificantes. DAYCO(1975), MWM INTERNATIONAL(2006).

Sendo assim, o trabalho em questão visa uma análise prévia através de simulação numérica das amplitudes de movimento da correia no trecho crítico antes da polia do virabrequim e posteriormente comparar o resultado com o comportamento em dinamômetro.

A seguir, será apresentada a abordagem empírica mostrando a formulação atualmente empregada na literatura para determinação da frequência de ressonância nos trechos livres, e finalmente a quantificação dos resultados teóricos em comparação aos empíricos e suas considerações e correções sugeridas de projeto para o trecho livre antes da polia do virabrequim.

Ao final são apresentadas as conclusões do trabalho evidenciando a validade da metodologia adotada. Os trabalhos que contribuíram para a realização dessa tese estão descritas nas referências e literaturas relacionadas ao assunto.

2. REVISÕES DA LITERATURA

Uma revisão histórica das evidências da literatura com o começo do desenvolvimento da transmissão de força por correia cita basicamente duas linhas de pesquisa, uma destinada inicialmente à teoria do escorregamento e a segunda destinada à teoria do comportamento da correia sujeita a esforços dinâmicos que serão vistos a seguir

2.1. ESTUDO DO ESCORREGAMENTO DE CORREIA

O modelo introduzido por Firbank(1970) em 1970 evidencia que o comportamento de determinada movimentação por correias é dado pelo cisalhamento ao longo do sentido radial da correia no arco de adesão e não pelas tensões longitudinais no arco do escorregamento. O esforço de tração adicional é transmitido no arco do escorregamento pelo atrito cinético (de acordo com a teoria de cisalhamento), mas não representa o efeito dominante. Firbank(1970) melhorou o modelo, na segunda parte do mesmo trabalho, que leva em conta o efeito da elasticidade no membro de tensão.

Segundo Firbank(1970), na análise feita do mecanismo de correia na polia motora ou polia do virabrequim, a correia transmite força da polia motora suportando a carga atuante.

É considerado um ponto em contato com da movimentação da correia e, que se move na polia exatamente na mesma velocidade. Um estado de tensão de cisalhamento é gerado no conjunto da correia que aumentará como a contínua rotação da polia. Esta tensão de cisalhamento com seu esforço de tração associado fornecem aumento das forças de atrito estático contínuo até que as forças de atrito disponíveis sejam excedidas. As forças de atrito produzem uma queda na tensão no membro da correia, suportando a carga que a conduz, que por sua vez geram uma queda na pressão normal entre a correia e a polia, ao mesmo tempo as forças de atrito aumentam para fornecer acréscimo nas tensões de cisalhamento no conjunto da correia.

A partir deste ponto a correia deve deslizar na polia. Esse evento mostra que o arco do contato compreende provavelmente duas zonas distintas; uma em que o escorregamento ocorre, estendendo nas costas onde a correia deixa a polia até o ponto de atrito limitante, e uma zona da adesão sobre o restante do arco do contato.

2.2. ESTUDO DA EXCITAÇÃO DA CORREIA

A pesquisa é centrada sobre o mecanismo da correia-polia aonde os estudos de Euler apud AMATI et al(2006) em 1762, Reynolds apud AMATI et al(2006) em 1847, Grashof apud AMATI et al (2006) em 1883 e rapidamente em 1928 conduziram ao desenvolvimento da teoria clássica do escorregamento relatada em diversos livros de texto e já comentado no item 2.1. A teoria é apropriada para descrever o mecanismo de couro ou das correias tecidas lisas usadas no passado para a transmissão de grande quantidade de força em plantas industriais e em máquinas usadas na agricultura. Essa mesma teoria foi atualizada por Bechtel apud AMATI et al(2006) que leva em consideração os efeitos inerciais do arco de contato e pelo trabalho de Rubin apud AMATI et al(2006), na qual a teoria de movimentações por correias de multipolias foi reexaminada.

A revisão da literatura identifica dois grupos bem definidos de estudos: um destinado a dinâmica da movimentação por correia, e outro destinado aos mecanismos de contato da polia por correia. As duas linhas de pesquisa sofrem uma conexão insatisfatória entre eles: o primeiro não considera o comportamento do contato entre correia-polia, e o segundo despreza a excitação dinâmica, devido à transmissão de força. Algumas tentativas de levar em consideração ambos os efeitos, executando modelos simplificados, foram publicadas nos últimos cinco anos.

Dentre os pesquisadores Hawker apud BEIKMANN (1996) estudou as frequências naturais de sistemas de movimentação amortecidos com um tensionador dinâmico. Barker apud BEIKMANN et al(1996) integrou numericamente um modelo simples para calcular a resposta dinâmica sob a aceleração rápida do motor ou rotação de passagem.

Hwang apud BEIKMANN et al(1996) usou este mesmo modelo para examinar a vibração rotacional de uma movimentação por correia, e usou os resultados para prever o início do escorregamento da correia. Kraver apud PARKER et al(2001) usou um modelo simples para examinar o atrito seco do pivô do tensionador usando um amortecedor de vibrações viscoso. Nenhum destes trabalhos inclui vibrações transversais da extensão da correia, ou vão livres. Beikmann(1996) desenvolveu um modelo protótipo que consiste em três polias, sendo um deles o braço de um tensionador automático para estudar a vibração de um sistema correia-polia acoplada. Isto conduziu às novas conclusões a respeito das vibrações livres lineares. Os resultados desse modelo mostram os modos acoplados de vibração da correia-polia existentes na escala de frequência do interesse prático. Estes resultados apontam a importância do modelamento do sistema correia-polia acoplado, na qual é modelado para regimes médios e elevados de rotação do motor. Para calcular a frequência natural, Beikmann(1996) determinou uma função de erro da condição limite estendida sobre uma escala de frequência pré-especificada para identificar as frequências onde a função de erro desaparece.

Dois movimentos vibratórios ocorrem nesse sistema acionado por correia:

- (1) Vibração rotacional das polias acessórias e o braço do tensionador (com as extensões livres da correia atuando a mola axial);
- (2) Vibração transversal das extensões da correia. Estas vibrações causam o ruído, o escorregamento da correia, e a falha prematura devido à fadiga.

Conforme descrito por Parker (2001) em pesquisas anteriores foi dividido o movimento da correia em três categorias:

- (a) A rotação discreta da polia modelada sem a vibração transversal da correia, modelos simples das extensões da correia;
- (b) Modelos acoplados da correia-polia. Usando um modelo discreto da polia.

As correias em perfil V ou correias multicanais usadas em aplicações automotrizes assim como nas correias transportadoras são construídas de diversas camadas funcionais. A carga é transmitida por um membro flexível feito de fibras de rigidez elevada ou de cabos de aço (membro de tensão). Esta camada fornece a absorção do choque exigido e as qualidades de atrito para prender à polia rígida. Além disso, transmite a carga da superfície da polia ao membro de tensão.

Nos estudos publicados por Parker(2001) na transmissão de potência por correias planas, V, e de correias sincronizadoras confirma que a quantidade de perda de potência nas planas e de correias em V pode ser justificada somente introduzindo as deflexões na correia.

A revisão da literatura acima mencionada como a pesquisa que foi direcionada ao estudo da correia-polia denota um mecanismo em condições de funcionamento de estado estacionário. A segunda linha da pesquisa foi orientada principalmente à análise da resposta rotacional dinâmica da movimentação da transmissão por correia.

Nas equações de movimento do sistema vem negligenciando a deflexão e o escorregamento entre a correia e polias; adicionalmente, a dinâmica rotacional do sistema é considerada desacoplada do movimento lateral das extensões da correia. O acoplamento entre o movimento flexível da correia e a vibração rotacional das polias é estudado por meio dos modelos não-lineares e tornado linear para prever as vibrações livres e forçadas.

O movimento transversal das extensões livres é recurso descrito ao modelo clássico das séries contínuas proposto por Saco de Wikert apud BEIKMANN et al(1996) e de Mote apud BEIKMANN et al(1996). Outra vez a deflexão ou o escorregamento entre a correia e as polias é negligenciado. Similarmente, Kong(2003) apud AMATI et al (2006) e Parker(2001) propõem a análise de estado estacionário e dinâmico de um sistema de correia em que a relação entre a polia e a correia foi modelada usando a teoria do escorregamento.

As evidências da revisão de literatura relatam o efeito da deflexão na camada de borracha entre a polia e a fibra da correia sobre o comportamento dinâmico da transmissão não ainda investigado. Um número de suposições foi feita para simplificar modelagem ao tomar os efeitos que dominam as deflexões em consideração. Com tal fim o modelo do Firbank(1970) foi estendido para cobrir aproximadamente o exemplo das vibrações pequenas a da amplitude de rotação média. O modelo numérico da transmissão por correia foi estruturado nos termos de subsistemas de interação. As equações dinâmicas de cada subsistema foram utilizadas obtendo o formalismo da aplicação do gráfico. O modelo foi validado em comparação com os resultados experimentais obtidos em um acessório que conduza a transmissão que inclui duas polias e um tensionador automático. Os resultados mostram os primeiros modos do sistema que são predominantes pela deflexão da correia.

3. MODELAGEM TEÓRICA

O modelamento teórico proposto pela literatura é baseado em sistema único de acionamento de correia de três polias (polia do virabrequim, polia do tensionador e polia do alternador) conforme mostrado na figura 3.1. A modelagem usada aqui é baseada no acoplamento de três polias, braço do tensionador, e nos modelos acoplados de correia desenvolvidos para rotação constante de operação, embora o modelo aqui seja para n polias. Este modelo de Beikmann(1996) será derivado do princípio de Hamilton apud BEIKMANN et al(1996) com extensão direta às n polias. As suposições propostas desse modelo são:

- (a) rotação da correia é uniforme;
- (b) a rigidez de dobra da correia é insignificante;
- (c) amortecimento não é modelado;
- (d) o reforço da correia e o escorregamento da correia nas relações da correia-polia não são considerados.
- (e) os pontos de contato da correia-polia são calculados no equilíbrio;
- (f) As propriedades da correia como modulo de elasticidade e massa são constantes;
- (g) demais polias com exceção da polia do tensionador possuem eixo fixo;

O principio de Hamilton apud BEIKMANN et al(1996) é usado para derivar as equações não-lineares de movimento, as quais são linearizadas em seu estado de equilíbrio. As equações lineares de movimento transversal em cada trecho livre da correia são:

$$m(w_{1,tt} + 2cw_{1,xt}) - P_{t1}w_{1,xx} = 0 ; \quad 3.1$$

$$m(w_{2,tt} + 2cw_{2,xt}) - P_{t2}w_{2,xx}=0 \quad 3.2$$

$$m(w_{3,tt} + 2cw_{3,xt}) - P_{t3}w_{3,xx}=0 \quad 3.3$$

Onde as variáveis estão descritas na nomenclatura, sendo que $P_{ti} = P_{oi} - mc^2$.

Buscando uma melhor interpretação das forças envolvidas em cada polia nas figuras 3.2, 3.3 e 3.4 seguem as equações de movimento lineares através dos diagramas de corpo livre.

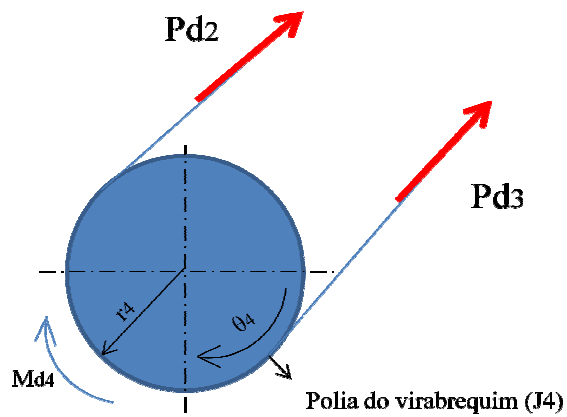


Figura 3.2- Diagrama de corpo livre da polia do virabrequim (4)

$$P_{d3} - P_{d2} = m_4 \ddot{X}_4 \quad 3.4$$

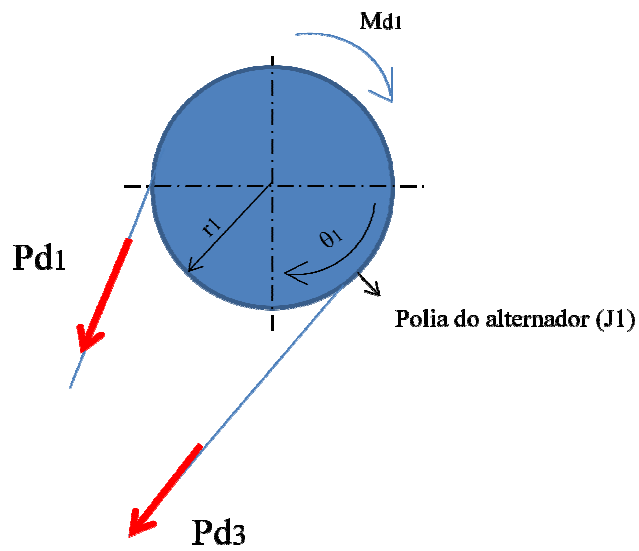


Figura 3.3- Diagrama de corpo livre da polia do alternador (1)

$$P_{d1} - P_{d3} = m_1 \ddot{X}_1 \quad 3.5$$

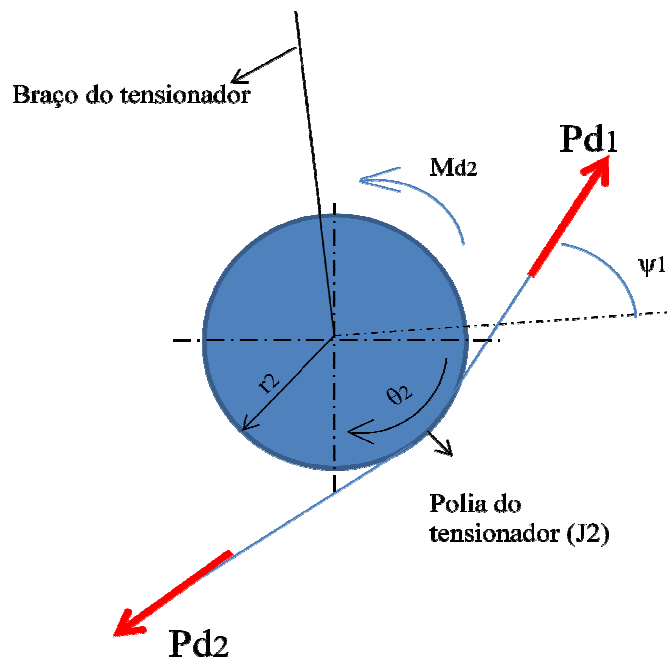


Figura 3.4- Diagrama de corpo livre da polia do tensionador (2)

$$P_{d2} - P_{d1} = m_2 \ddot{X}_2 \quad 3.6$$

Onde $X_i = r_i \theta_i$; $m_i = J_i / r_i^2$, e as tensões dinâmicas acima descritas induzem em cada tramo da correia rotações do braço do tensionador e da polia infinitesimal:

$$P_{d1} = k_1 (X_3 \cos \Psi_1 + X_2 - X_1) \quad 3.7$$

$$P_{d2} = k_2 (X_3 \cos \Psi_2 + X_4 - X_2) \quad 3.8$$

$$P_{d3} = k_3(X_1 - X_4) \quad 3.9$$

Onde $K_i=EA/(l_i)$. A equação linearizada do movimento do braço do tensionador é:

$$\begin{aligned} & \left(-P_{t1}w_{1,x}(l_1, t) + mcw_{1,t}(l_1, t) \right) \sin \Psi_1 + (P_{t2}w_{2,x}(0, t) - mcw_{2,x}(0, t)) \sin \Psi_2 - \\ & k_1(X_3 \cos \Psi_1 + X_2 - X_1) \cos \Psi_1 - k_2(X_3 \cos \Psi_2 + X_4 - X_2) \cos \Psi_2 - (K_s - K_{gr})X_3 = m_3\ddot{X}_3 \end{aligned} \quad 3.10$$

Onde:

$$K_s = K_r/r_3^2, \quad 3.11$$

$$k_{gr} = \frac{(P_{t1} \sin \Psi_1 - P_{t2} \sin \Psi_2)}{r_3} \quad 3.12$$

Onde K_{gr} é a rigidez geométrica do tensionador que deriva das mudanças na geometria do braço do tensionador com deslocamento.

3.1. ANÁLISE DA VIBRAÇÃO LIVRE

O sistema consiste em três elementos contínuos (as extensões da correia) e quatro elementos discretos (as três polias e o braço do tensionador). Assim, o problema de autovalor que governa a resposta livre consiste em três equações diferenciais ordinárias para as extensões da correia e em quatro equações algébricas para elementos discretos. O problema de autovalor admite um modo de corpo rígido ($w = 0$), descrevendo rotação pura da polia ($x_1 = x_2 = x_4, x_3 = w_1 = w_2 = w_3 = 0$). A resposta neste modo de corpo rígido é prescrita através da velocidade de translação da correia.

O método de Holzer apud Meirovitch et al (1986) é usado para avaliar as soluções de valor próprio para o sistema acoplado, usando dois laços de iteração:

- (1) Externo interagindo na frequência natural, w
- (2) Interno interagindo na tensão dinâmica, P_{di} .

O método permite uma solução de forma fechada (isto é, não discretizada) do problema de resposta livre. Para começar, se procura soluções dos harmônicos para as tensões dinâmicas e o movimento dos elementos discretos:

$$P_{di} = \hat{P}_{di} \cos wt \quad i = 1,2,3 \quad 3.1.1$$

$$X_i = \hat{X}_i \cos wt \quad i = 1,2,3,4 \quad 3.1.2$$

Onde a frequência natural deve ser determinada. O laço de iteração interno começa com o valor atual w para o laço exterior, e um valor para \hat{X}_4 é assumido. Desde que o valor da função

própria é arbitrária, $\widehat{X}_4 = \frac{1}{w^2}$ é selecionado por conveniência. As equações resultantes são resolvidas sucessivamente como segue:

$$\widehat{P}_{d3} = \widehat{P}_{d2} - m_4 w^2 \widehat{X}_4 \quad 3.1.3$$

$$\widehat{X}_1 = \widehat{X}_4 + \frac{\widehat{P}_{d3}}{K_3} \quad 3.1.4$$

$$\widehat{P}_{d1} = \widehat{P}_{d3} - m_1 w^2 \widehat{X}_1 \quad 3.1.5$$

$$\widehat{X}_2 = \frac{(\widehat{P}_{d1} - \widehat{P}_{d2})}{m_2 w^2} \quad 3.1.6$$

$$\widehat{X}_3 = \frac{\left(\frac{\widehat{P}_{d1}}{k_1} + \widehat{X}_1 - \widehat{X}_2\right)}{\cos \Psi_1} \quad 3.1.7$$

$$\widehat{P}_{2a} = k_2 (\widehat{X}_3 \cos \Psi_2 - \widehat{X}_1 + \widehat{X}_4) \quad 3.1.8$$

É notado que na equação (3.1.8) a tensão dinâmica do vão livre 2 é reavaliada, denotado como \widehat{P}_{2a} . Resolvendo as equações acima se identifica que:

$$\hat{P}_{2a} = \hat{P}_{a2} \quad 3.1.9$$

No começo das interações com a solução geral da equação do vão livre (1) temos:

$$w_1(x, t) = a_1 \sin\left(\frac{wx}{c_1}\right) \cos\left(\omega t + w\left(\frac{x-l_1}{c_a}\right)\right) \quad 3.1.10$$

Dos quais satisfazem as condições de contorno $w_1(0, t) = 0$ e

$$w_1(l_1, t) = \hat{X}_3 \sin \Psi_1 \cos \omega t \quad 3.1.11$$

$$a_1 = \frac{\hat{X}_3 \sin \Psi_1}{\sin\left(\frac{wl_1}{c_1}\right)} \quad 3.1.12$$

Onde a velocidade de fase é definida como:

$$\hat{c}_a = \frac{c_1^2 - c^2}{c} \quad 3.1.13$$

E velocidade efetiva da onda é:

$$\hat{c}_1 = \frac{c_1^2 - c^2}{c_1} \quad 3.1.14$$

A solução geral para o vão livre 2 é:

$$w_2(x, t) = \left[a_2 \sin\left(\frac{wx}{\hat{c}_2}\right) + \hat{X}_3 \sin \Psi_2 \cos\left(\frac{wx}{\hat{c}_2}\right) \right] x \cos\left(w\left(t + \frac{x}{\hat{c}_b}\right)\right) \quad 3.1.15$$

Dos quais satisfaz a condição de contorno $w_2(0, t) = \hat{X}_3 \sin \Psi_2 x \cos wt$ para qualquer a_2 . A velocidade de fase \hat{c}_b e a velocidade da onda \hat{c}_2 são definidas de maneira análoga para o vão livre 1.

Usando as equações 3.1.10 e 3.1.16 no braço do tensionador (equação 3.10), e resolvendo por a_2 :

$$a_2 = \frac{\left\{ P_{t1} a_1 \frac{w}{\hat{c}_1} \cos\left(\frac{wl_1}{\hat{c}_1}\right) \sin \Psi_1 + \hat{P}_{d1} \cos \Psi_1 + \hat{P}_{d2} \cos \Psi_2 + (K_4 - m_3 w^2) \hat{X}_3 \right\}}{P_{t2} \frac{w}{\hat{c}_2} \sin \Psi_2} \quad 3.1.16$$

Usando o valor de a_2 , a primeira avaliação é feita para condição de contorno final $w_2(l_2, t) = 0$, é satisfeita. Estas condições se tornam:

$$w_{2\text{erro}} = \left[a_2 \sin\left(\frac{wl_2}{\dot{c}_2}\right) + \hat{X}_3 \sin \Psi_2 \cos\left(\frac{wl_2}{\dot{c}_2}\right) \right] = 0 \quad 3.1.17$$

$$P_{di} = P_{diL} + P_{diNL} \quad 3.1.18$$

$$P_{diL} = k_i [u_i(l_i, t) - u_i(0, t)] \quad 3.1.19$$

$$P_{diNL} = \frac{EA}{2l_i} \int_0^{l_i} w_{i,x}^2 dx_i \quad 3.1.20$$

Onde $k_i = \frac{EA}{l_i}$ ($i=1,2,3$) representa a rigidez axial do vão livre i .

Para a simulação numérica foram utilizados os recursos do software NX para obtenção da frequência de ressonância do trecho livre em estudo na figura 3.1.1.

Na simulação foram criadas as restrições nos extremos dos vãos livres da correia e inseridas as características dimensionais e construtivas da correia como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e rigidez. Além das características do material foram incorporados ao modelo as forças dinâmicas atuantes tanto na polia do virabrequim quanto na polia do alternador. Para as devidas simplificações não foram incorporados na simulação os dados de grau de irregularidade do motor.

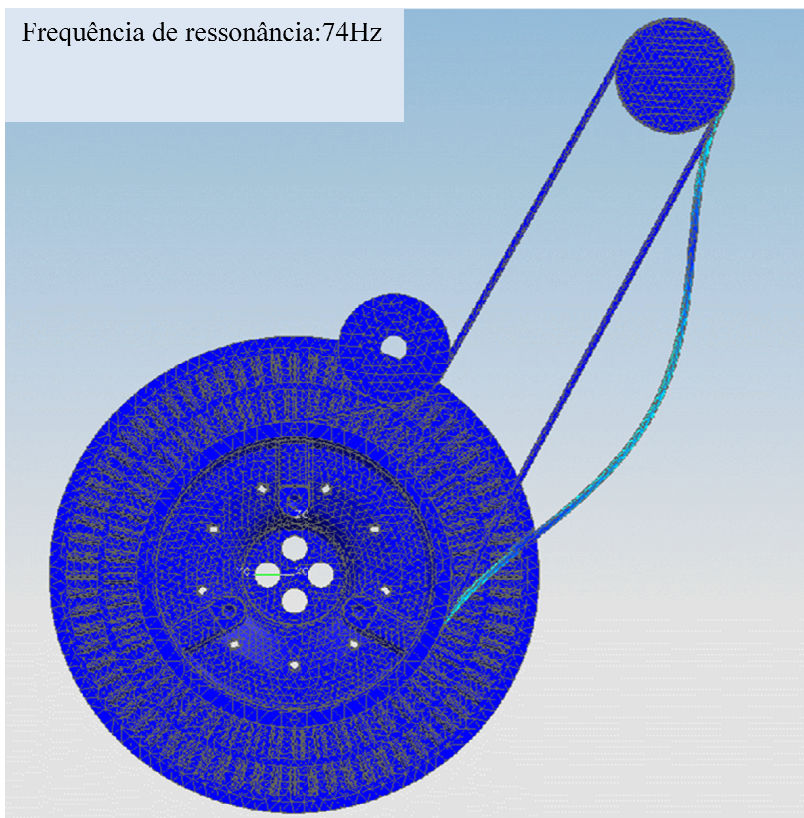


Figura 3.1.1- Análise modal do trecho livre tenso entre o alternador e o virabrequim

4. ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para análise experimental foi utilizado o motor MAXXFORCE 7.2L, conforme características construtivas e curva de oferta na tabela 4.2 e figura 4.1 respectivamente, instalado em dinamômetro e incorporados equipamentos de medição da empresa MWM International a seguir descritos. Para preparação do teste, foram confeccionados e agregados ao motor, como um suporte em chapa para fixação do sensor de rotação, um cubo adaptador e uma engrenagem com 80 dentes fixados à polia do virabrequim para leitura instantânea da rotação do motor que serão mostrados a seguir.

Também foram agregados ao teste um sensor de deslocamento laser para leitura da flutuação da correia. Na tabela 4.1 identificamos o procedimento de teste utilizado para determinação da frequência de ressonância da correia no trecho livre tenso.

Tabela 4.1: Condições impostas de teste no motor MAXXFORCE 7.2L.

Condição de operação	Carga no motor (%)	Rotação do motor (RPM)	Carga no acessório
Rotação de passagem	60	750-2450	Desligado
Rotação constante	100	2050	Desligado

Tabela 4.2- Características do motor MAXXFORCE 7.2L testado em dinamômetro

DADOS GERAIS DO MOTOR	
No de cilindros e arranjo	6 – em linha
Embolo / Curso [mm]	105 / 137
Deslocamento [litros]	7.2
Sistema de combustão	4 cilindros, injeção direta de diesel
Pico de pressão no cilindro [bar]	200
Tipo de sistema de combustível	Tubo distribuidor
Modulo de suprimento de combustível	Bomba de baixa pressão
Pico de pressão de injeção de combustível [bar]	1800
Tipo de Aspiração	Turbo WG & refrigerado por radiador de ar
Nível de emissões	Euro V
Sistema de emissão	SCR
Relação de compressão	16.9 : 1
Velocidade media do pistão [m/s] @ 1800 RPM	10
Ordem de explosão	1-5-3-6-2-4
Número de Cilindros	6
Rotação – Face traseira do volante	Anti-horário

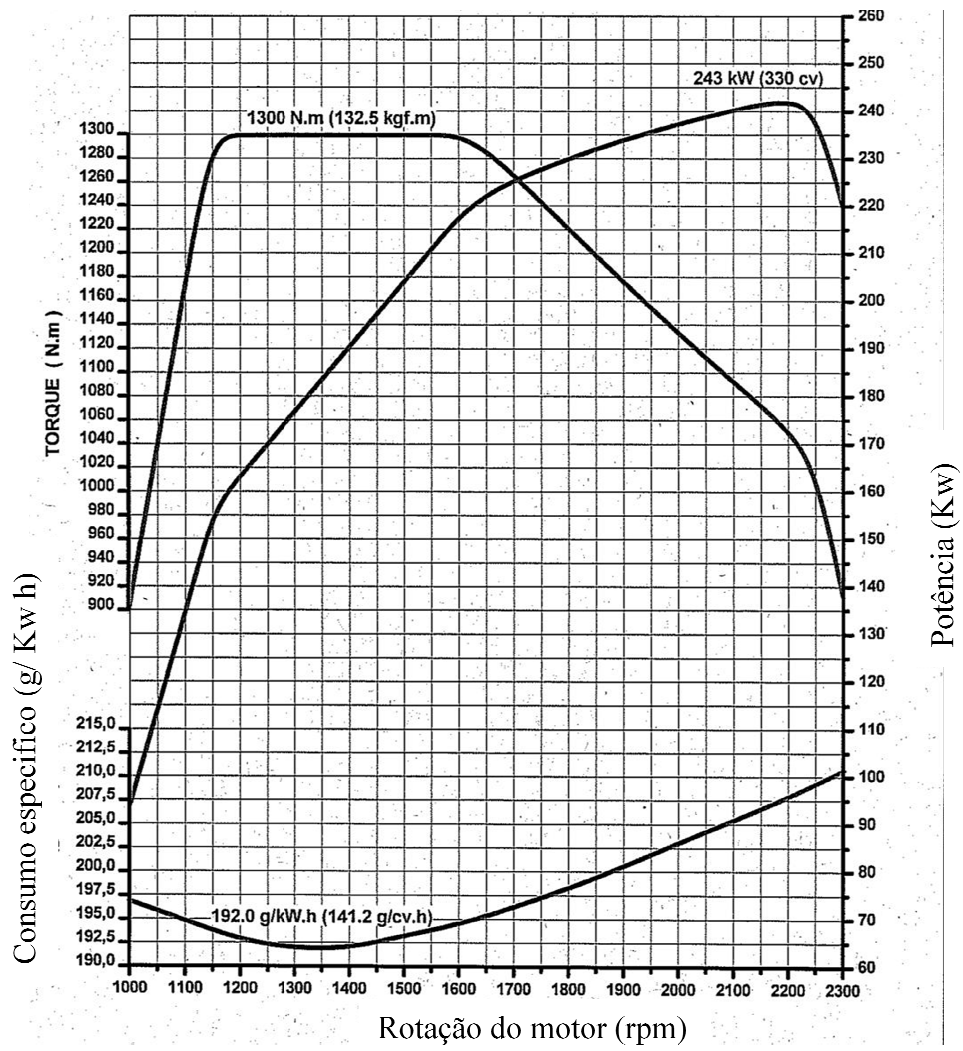


Figura 4.1: Curva de oferta do motor do motor MAXXFORCE 7.2L

A curva característica do tensionador estudado e disponibilizado pela empresa DAYCO está exposto na figura 4.2 através do relatório HEA_8252.

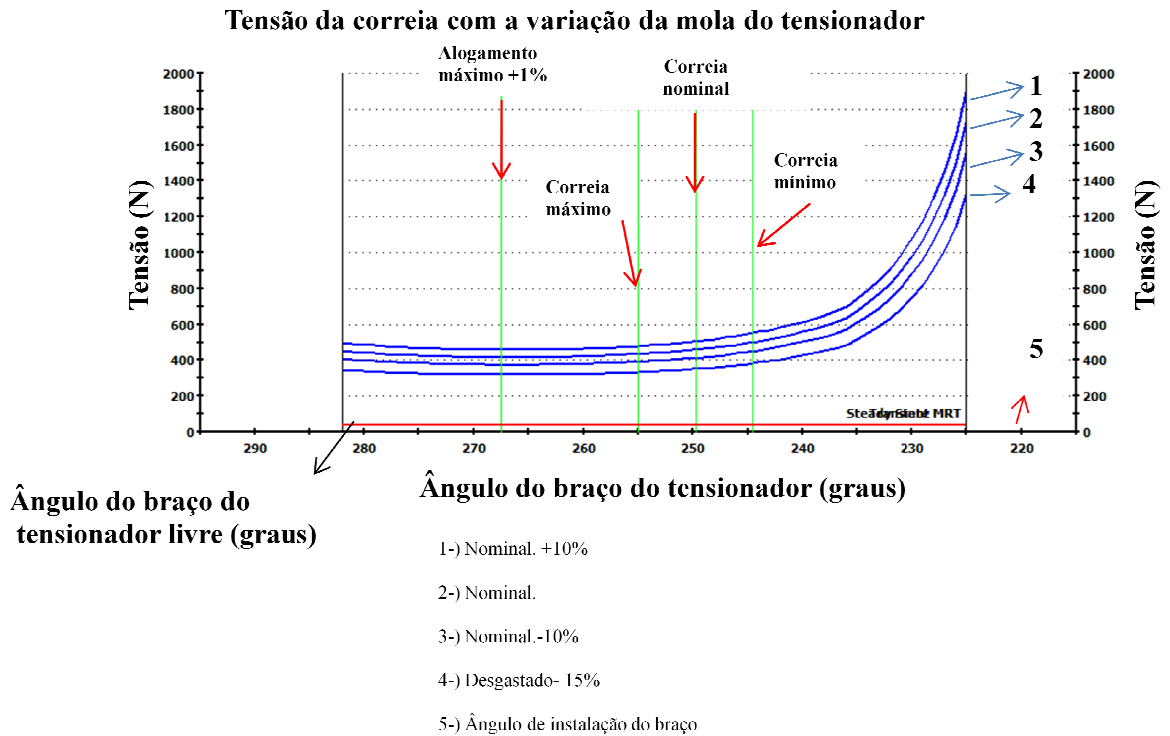


Figura 4.2- Curva característica do tensionador testado em dinamômetro

Na figura 4.2 é possível identificar a curva característica do tensionador, na qual é informada a tensão da correia em função da trajetória do ângulo do braço do tensionador, sendo na primeira curva, a posição 1, temos a condição de posicionamento do braço do tensionador na condição de projeto para uma correia em seu comprimento nominal com fator de segurança de +10% e na posição 2 considerando um comprimento nominal com fator de segurança de -10%.

Essa faixa de trabalho com fator de segurança é estabelecido visto a dispersão de 10mm do comprimento da correia devido ao processo de fabricação da mesma. DAYCO(1975), MWM INTERNATIONAL (2006).

Para a posição 3 temos a curva característica do tensionador considerando o comprimento da correia teórico, na posição 4 temos a predição de vida útil da correia estabelecida pelo curso

máximo de trabalho do tensionador. Já na posição 5 temos a condição de montagem da correia na qual a tensão necessária de acionamento menor que de trabalho.

Para aquisição dos dados durante os testes propostos conforme procedimento já descrito na tabela 4.2 utilizou-se o software e Hardware da LMS na figura 4.3.

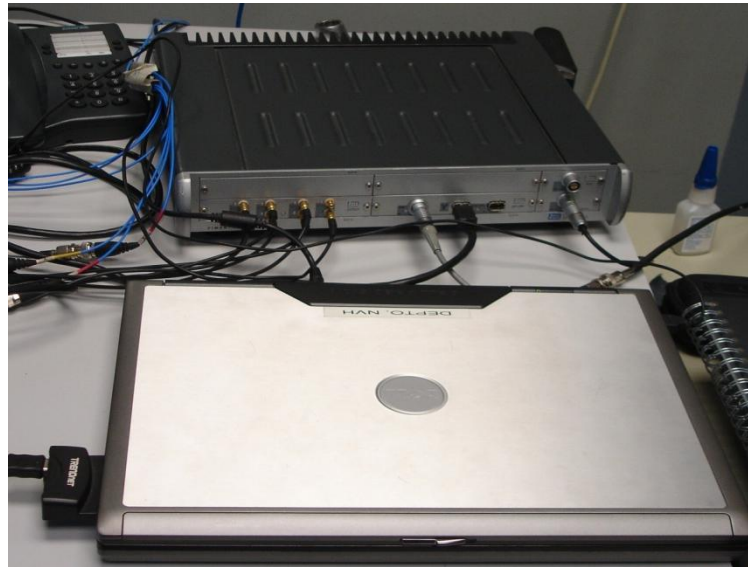


Figura 4.3- Equipamento LMS Pimento 8 canais e software LMS Pimento 6.1

Também foram incorporados ao testes os seguintes equipamentos a seguir conforme as figuras 4.4, 4.5 e 4.6.

- 2 acelerômetros tri-axiais Bruel (sensibilidade: $3,01684E-03V/ms^2$);
- Sensor de rotação Turotest $F_{máx}=20KHz$
- Sensor de deslocamento OMRON (Modelo: Z4M-WRA; $T_{resp}=0,7ms$, $P=480mW$, $F=23Hz$, sensibilidade:Auto)

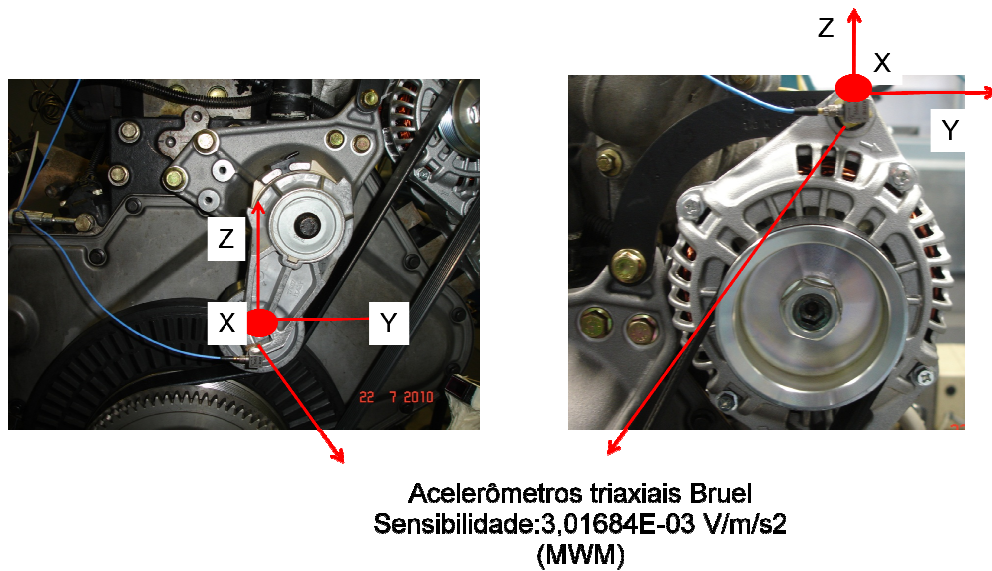


Figura 4.4- Posicionamento do acelerômetro no tensionador automático e alternador (vista frontal)

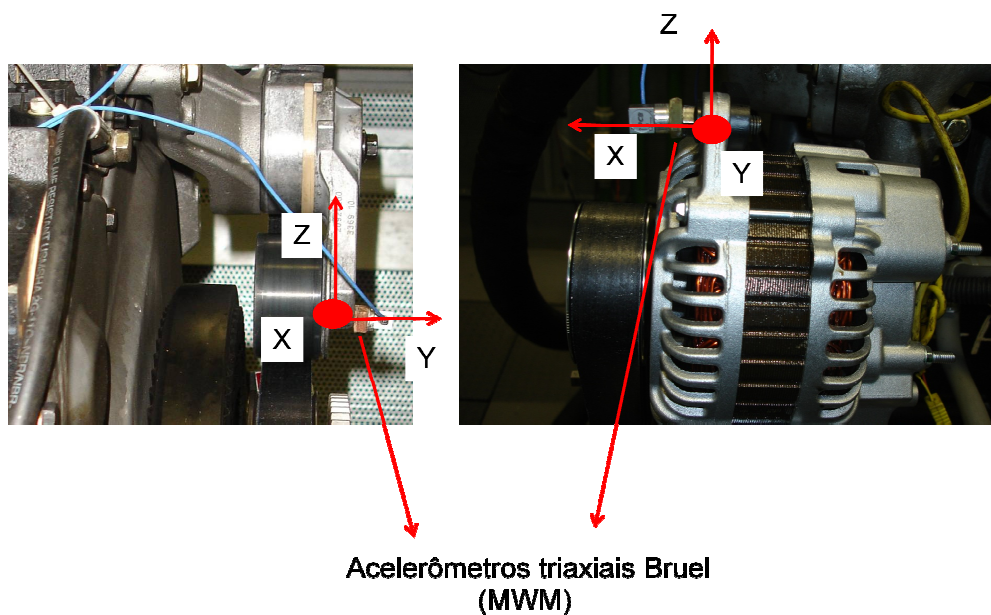


Figura 4.5- Posicionamento do acelerômetro no tensionador automático e alternador (vista Lateral)

O posicionamento dos acelerômetros foram determinados através dos resultados das simulações numéricas para identificar os pontos de maior deslocamento que será visto na próxima do trabalho.

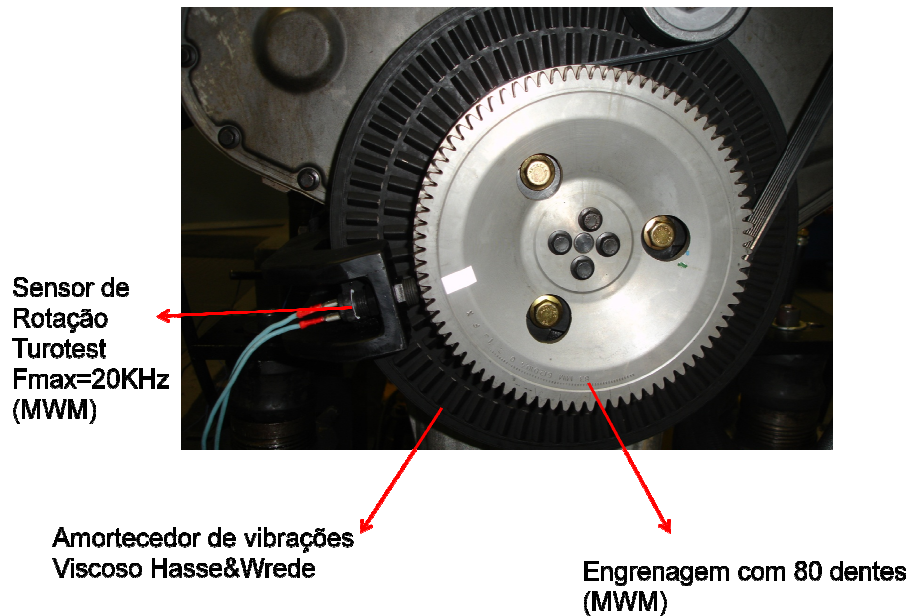


Figura 4.6: Posicionamento do sensor de rotação e roda dentada no virabrequim

Para o posicionamento do sensor de rotação TUROTEST foram elaborados componentes exclusivos para o teste como a roda dentada e suporte em chapa fixado ao motor, porém com frequência de ressonância fora da faixa de operação do motor visando não afetar os testes.

Por ser um motor eletrônico os dados de rotação não foram obtidos através da leitura de dados oriundo da central eletrônica visto que existe fatores de correção na calibração que afetam os resultados.

Esta sendo considerado para o teste também o alternador Melco de 24V 80A bem como tensionador de correias com torque de acionamento de 28N.m e correia DAYCO exposto na figura 4.7.

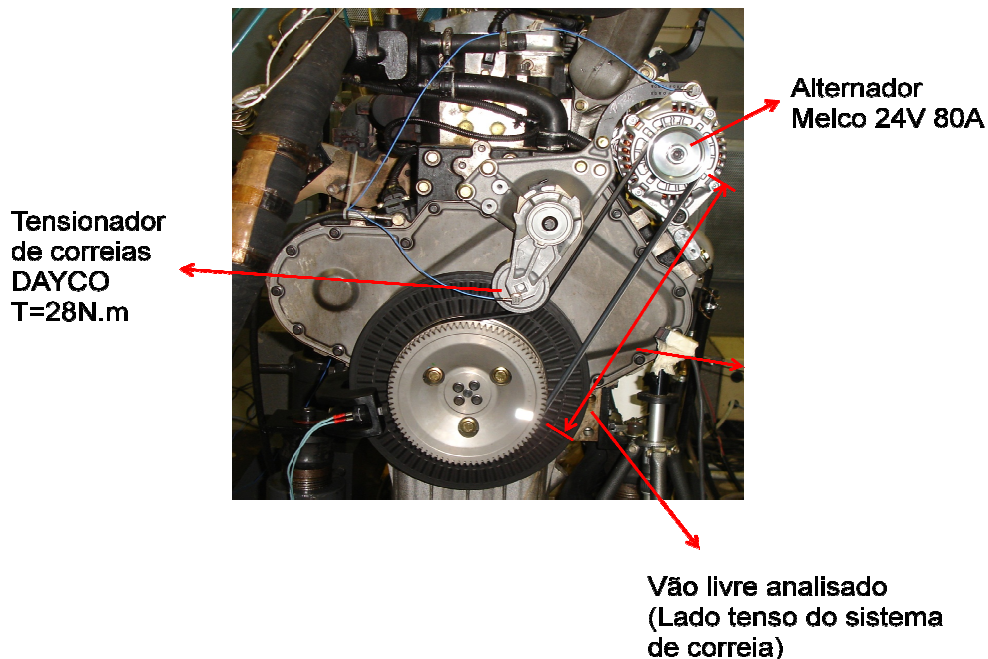


Figura 4.7- Motor MAXXFORCE 7.2L instalado em dinamômetro

Inicialmente para o teste proposto é necessário a obtenção do grau de irregularidade do motor para identificarmos a ordem do motor mais relevante e gera maior excitação do sistema de correia. Conforme a tabela 4.1 é aplicada uma carga de 60% no motor para a rotação de passagem. Para tanto levantamos o gráfico a seguir na figura 5.1 na qual é evidenciada a 3ª ordem como de maior importância para estudo em questão

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a aquisição dos dados dos testes estabelecidos na seção anterior, foram primeiramente obtidos os torsiogramas do motor através de rotação de passagem de 1000rpm à 2500rpm visando identificar a faixa de rotação e a ordem do motor mais relevante para análise da flutuação da correia.

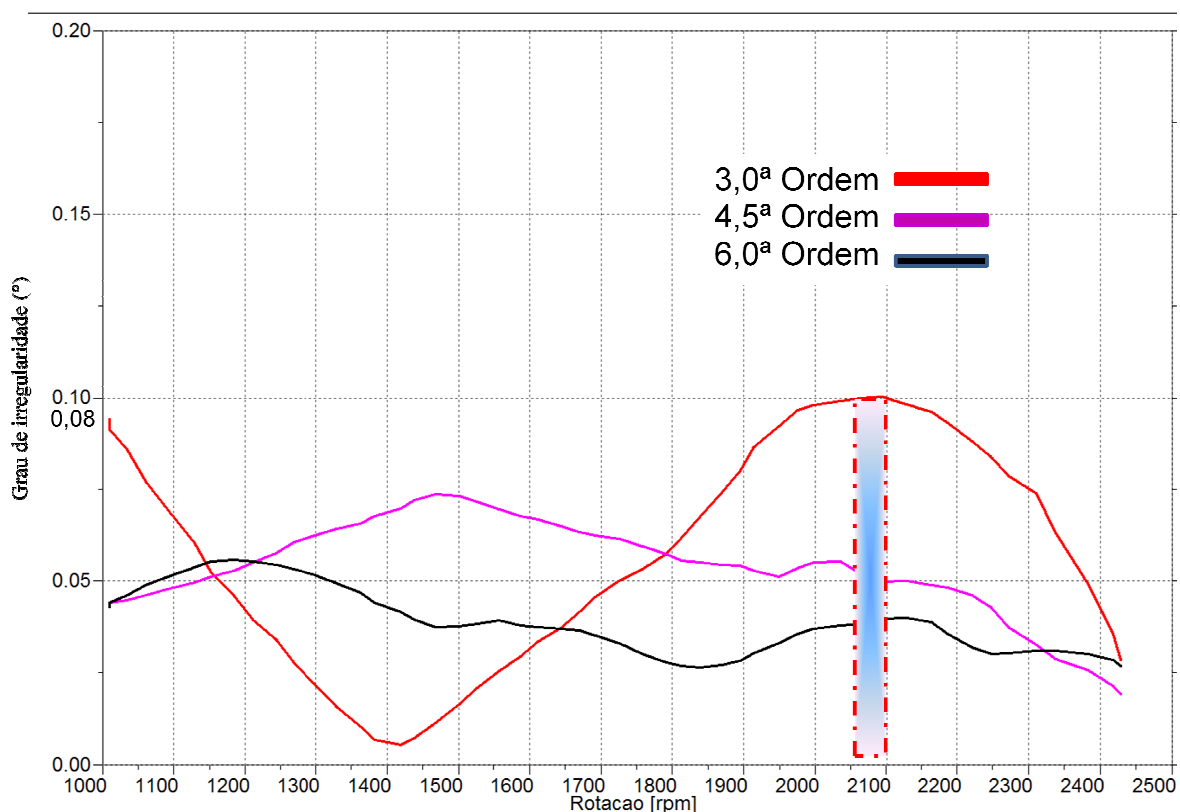


Figura 5.1– Curva característica do grau de irregularidade (°) do motor em função da rotação (RPM)

Na figura 5.1 é evidenciado que a rotação que devemos estudar utilizando a terceira ordem do motor está na faixa de 2050 a 2100rpm, visto que a terceira ordem do motor indica um pico de irregularidade de 0,10 graus.

Foram levantados também para o teste os níveis de aceleração na rotação de passagem para duas ordens do motor (3ª e 4,5ª) com maior relevância para confirmarmos a rotação crítica para o grau de irregularidade expostos nas figuras 5.2 e 5.3.

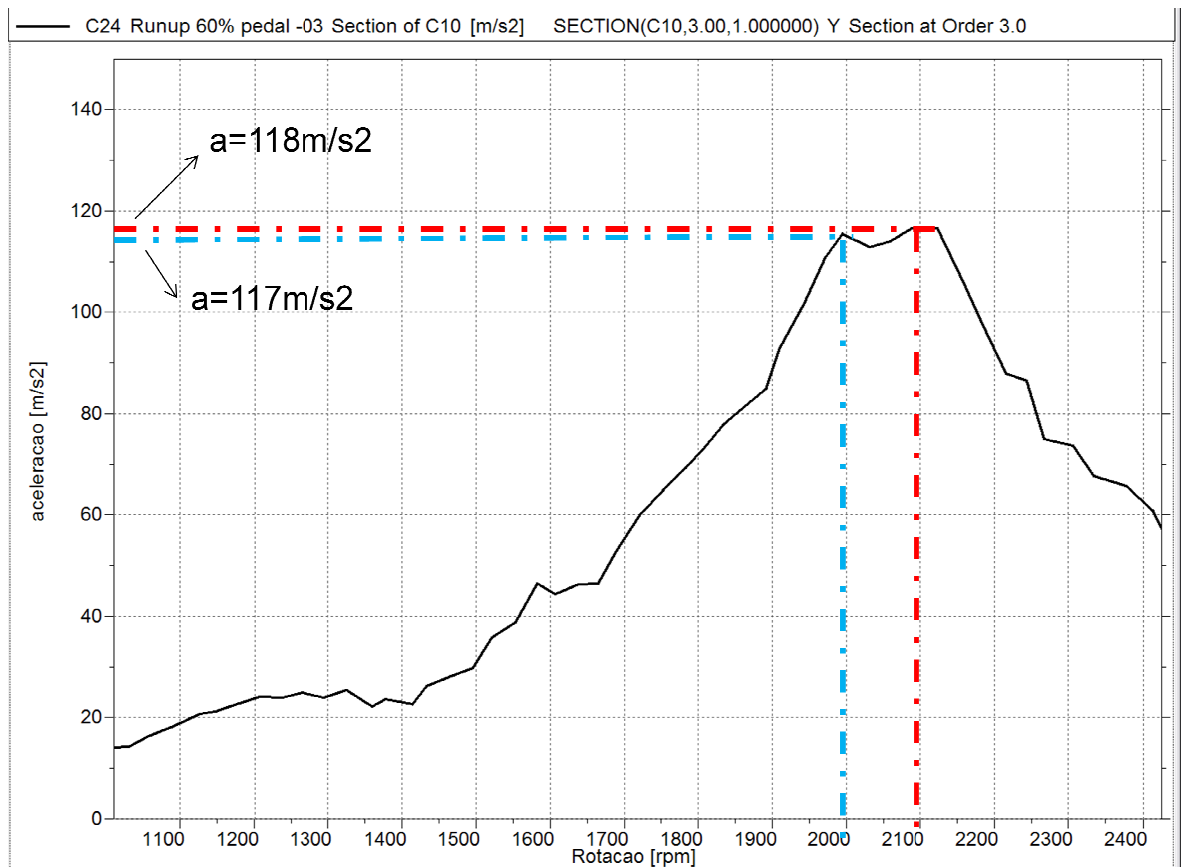


Figura 5.2- Curva característica de aceleração (m/s^2) em função da rotação do motor (RPM) com 60% de carga na 3ª ordem

Conforme a figura 5.2 a faixa de rotação entre 2000rpm e 2100 são evidenciados picos de aceleração de $118m/s^2$ e $117m/s^2$

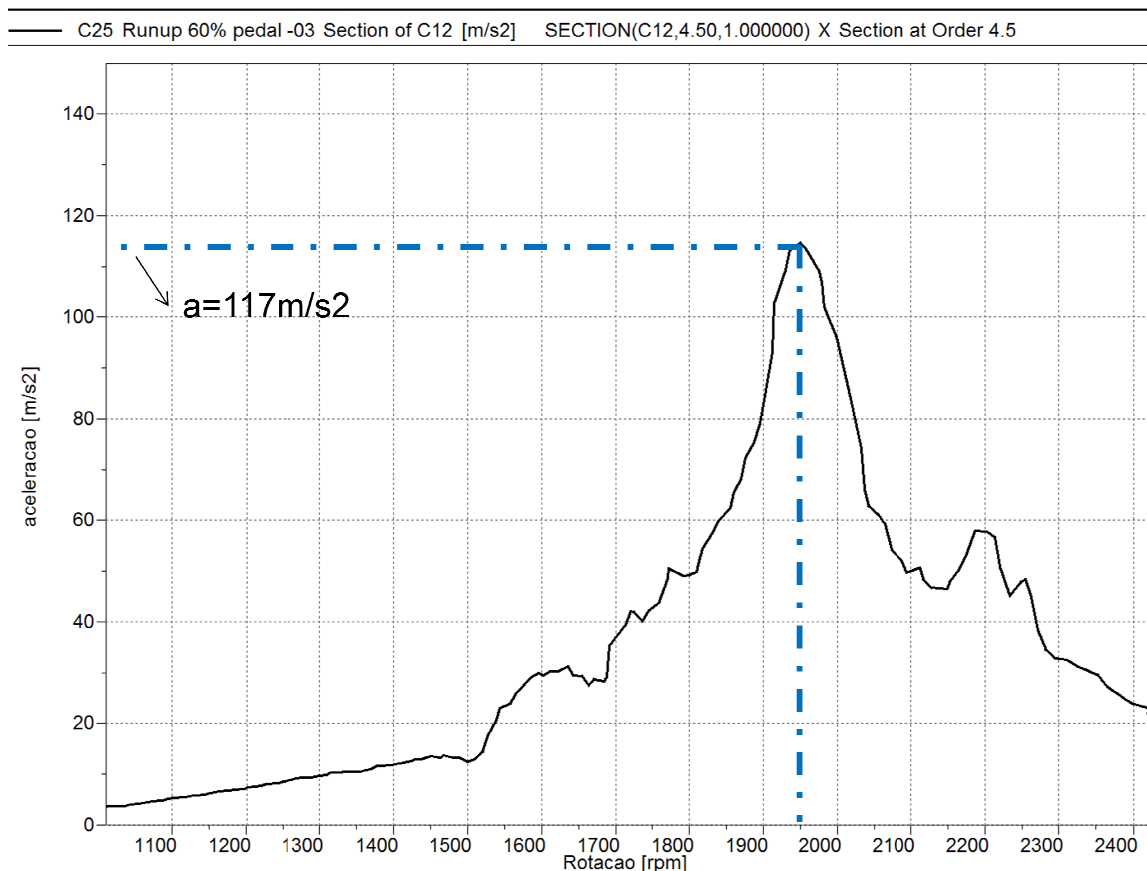


Figura 5.3- Curva característica de aceleração (m/s^2) em função da rotação do motor (RPM) com 60% de carga na 4,5^a ordem

Na figura 5.3 também temos um pico de aceleração de $117m/s^2$, porém fora da faixa de pico de grau de irregularidade conforme mencionado na figura 5.1.

Então, para darmos prosseguimento as análises utilizar-se a faixa de rotação entre 2000rpm e 2100rpm na qual temos os valores máximos de aceleração e irregularidade do motor.

Para tanto, necessitamos avaliar a variação de rotação devido a essa irregularidade e identificar um valor médio.

Utilizando os dados obtidos anteriormente estabelecemos para o próximo teste a rotação de interesse de 2050rpm como valor médio obtido. Na figura 5.4 a seguir identificamos que a variação de rotação devido ao grau de irregularidade para uma rotação de 2050rpm.

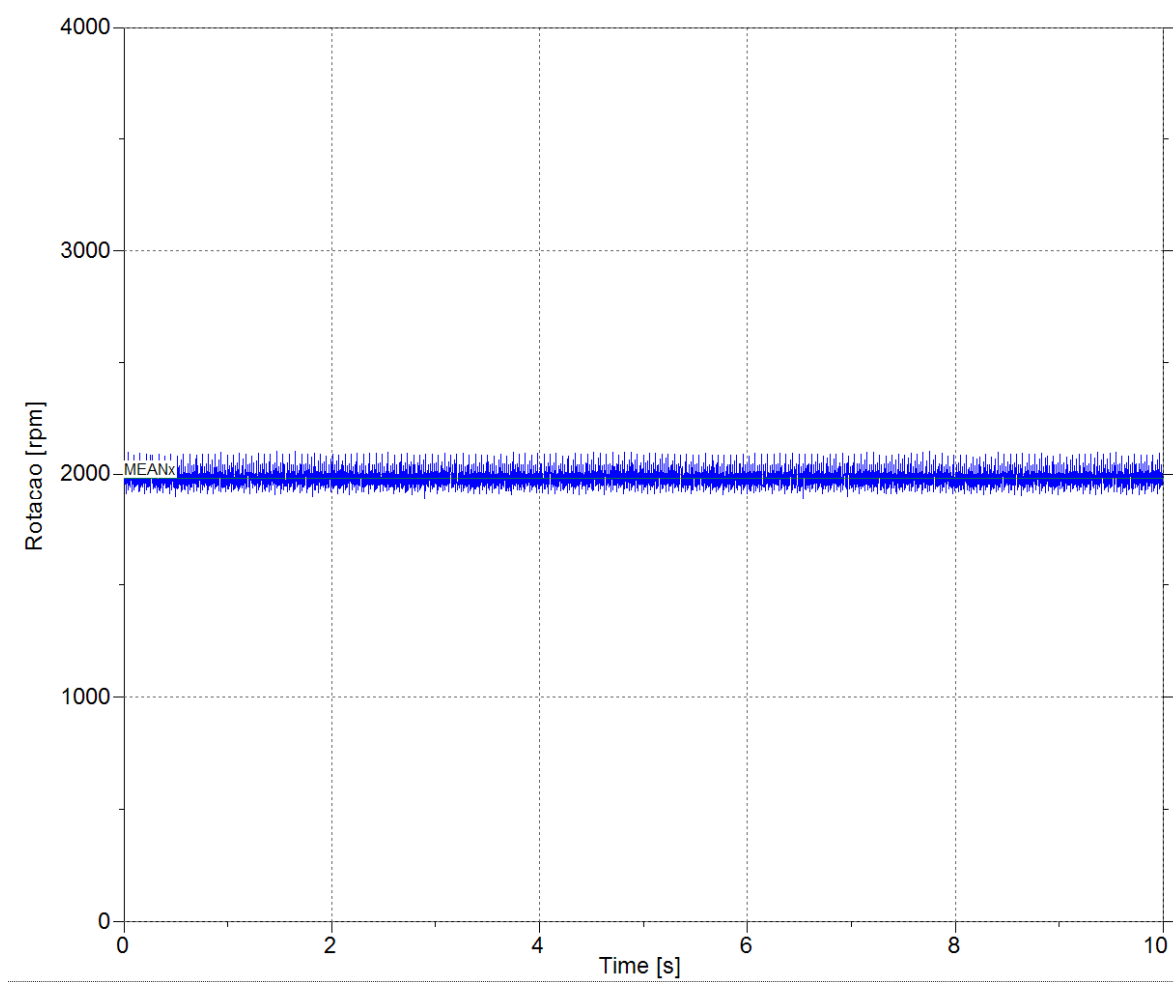


Figura 5.4- Gráfico da rotação constante do motor de 2050(RPM) e função do tempo (s)

Para os testes práticos também foram levantados os níveis de aceleração do alternador e tensionador para a rotação escolhida de 2050rpm, verificarmos se os mesmos não estão influenciando os resultados dos testes expostos nas figuras 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10 nos três eixos de referência (X, Y e Z) através dos acelerômetros instalados nos pontos de maiores deslocamentos lineares, expostos e simulados através do software NX nas figuras 5.5 e 5.6 a seguir.

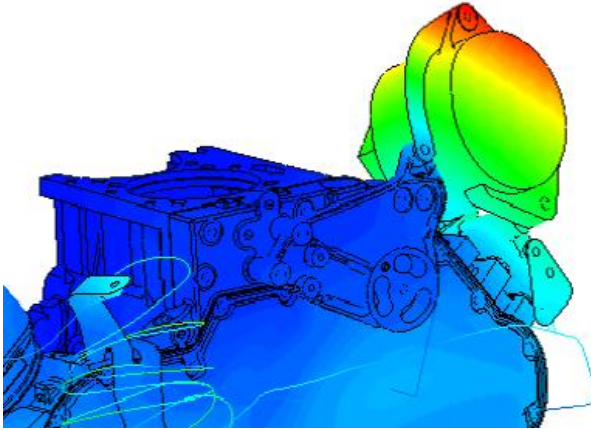


Figura 5.5- Análise modal do alternador -1º modo de vibrar (eixo X) – 144,1Hz

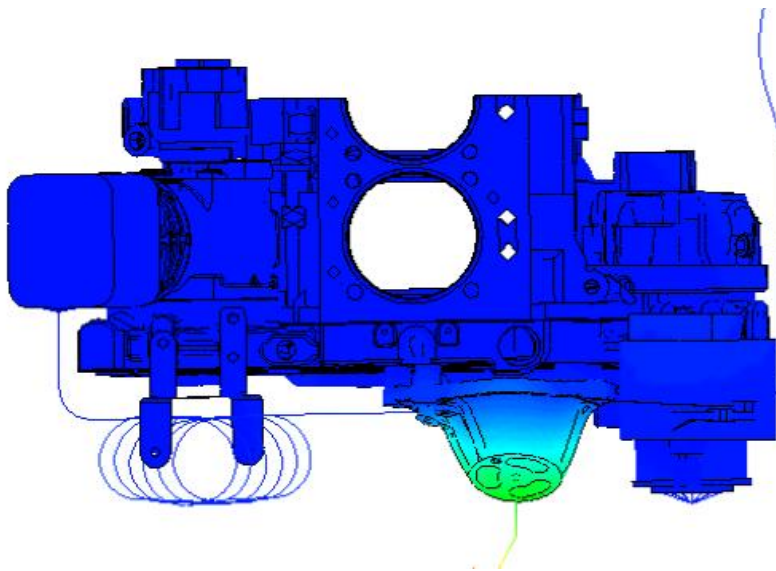


Figura 5.6- Análise modal do tensionador -1º modo de vibrar (eixo Y) – 170,8Hz

Pelos resultados da simulação identificamos que no alternador temos maior deslocamento linear no eixo X com frequência de ressonância fora da faixa de operação do motor, e para o tensionador temos maior deslocamento linear no eixo Y também com frequência de ressonância fora da faixa de operação do motor.

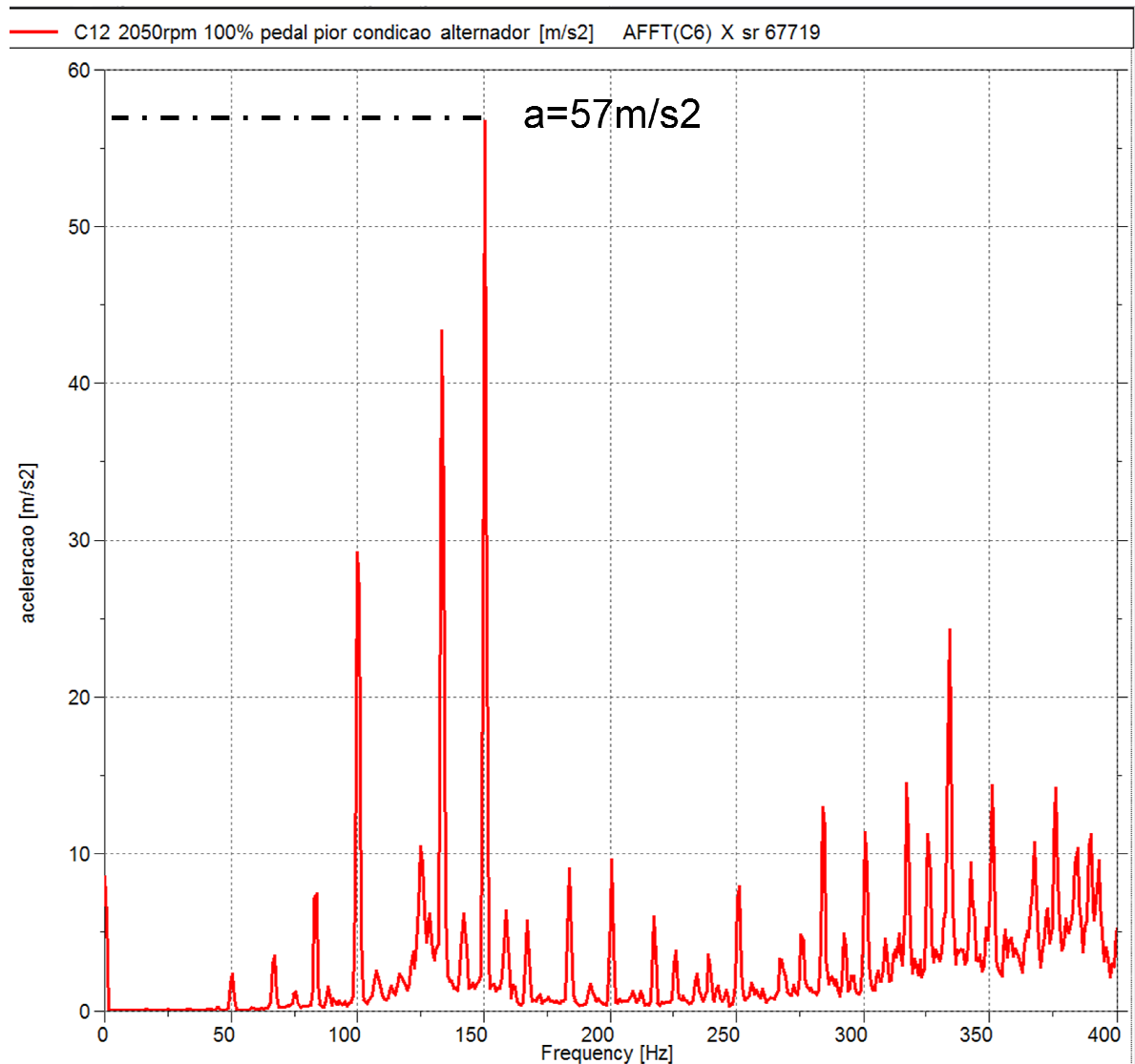


Figura 5.7- Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo X em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Na figura 5.7 identificamos valores muito próximos ao teórico em torno de 150Hz para uma aceleração de 57m/s^2 . É evidenciado também que a região pela qual foi instalado o acelerômetro é o que possui maior deslocamento linear.

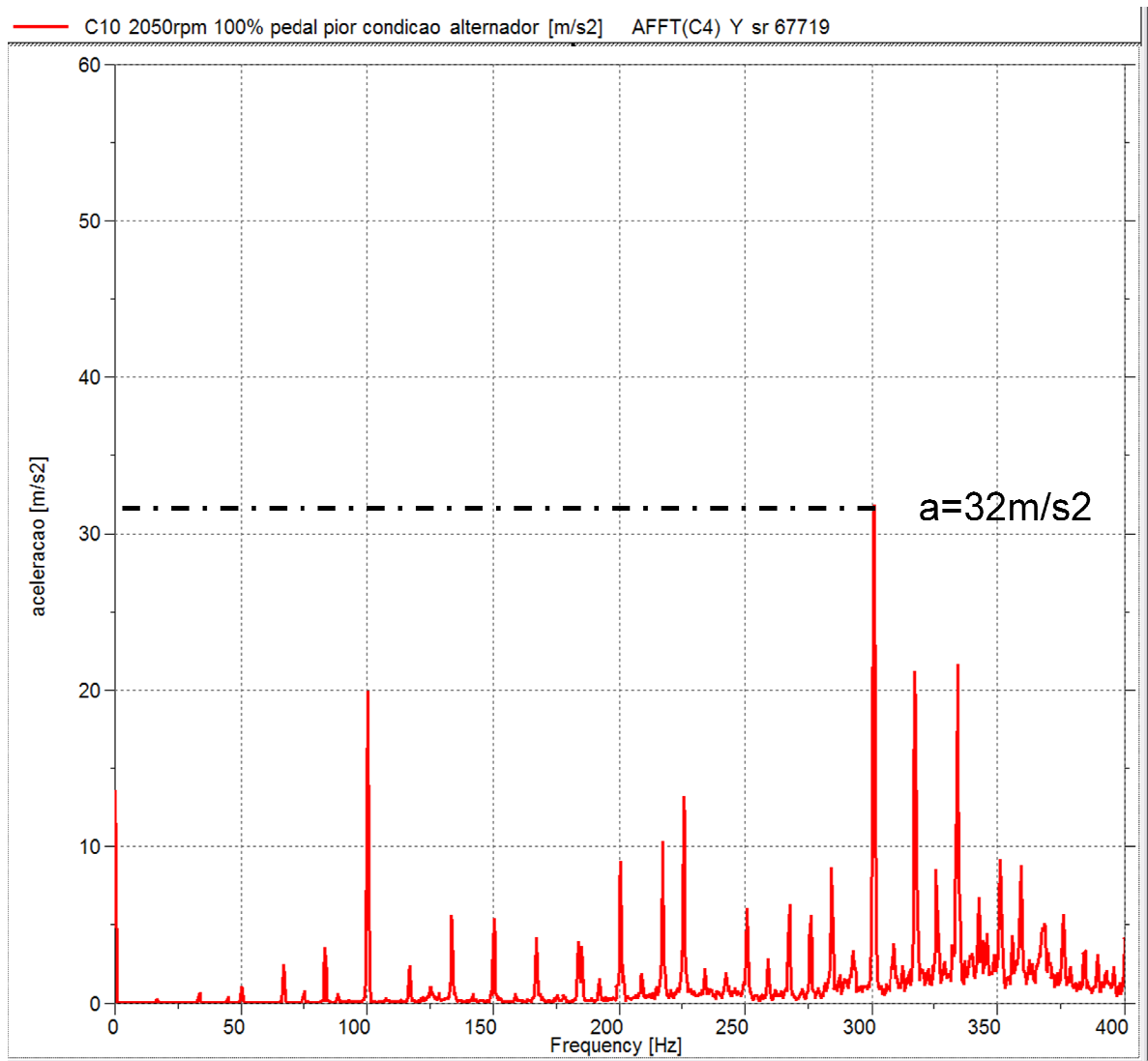


Figura 5.8- Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo Y em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Então, fizemos também a mesma metodologia para os demais eixos de referência, e identificamos no eixo Y na figura 5.8 que para a frequência de 300Hz temos pico de aceleração de 32m/s^2 e para o eixo Z de referência identificamos na figura 5.9 que para a frequência de 150Hz temos pico de aceleração de 18m/s^2 .

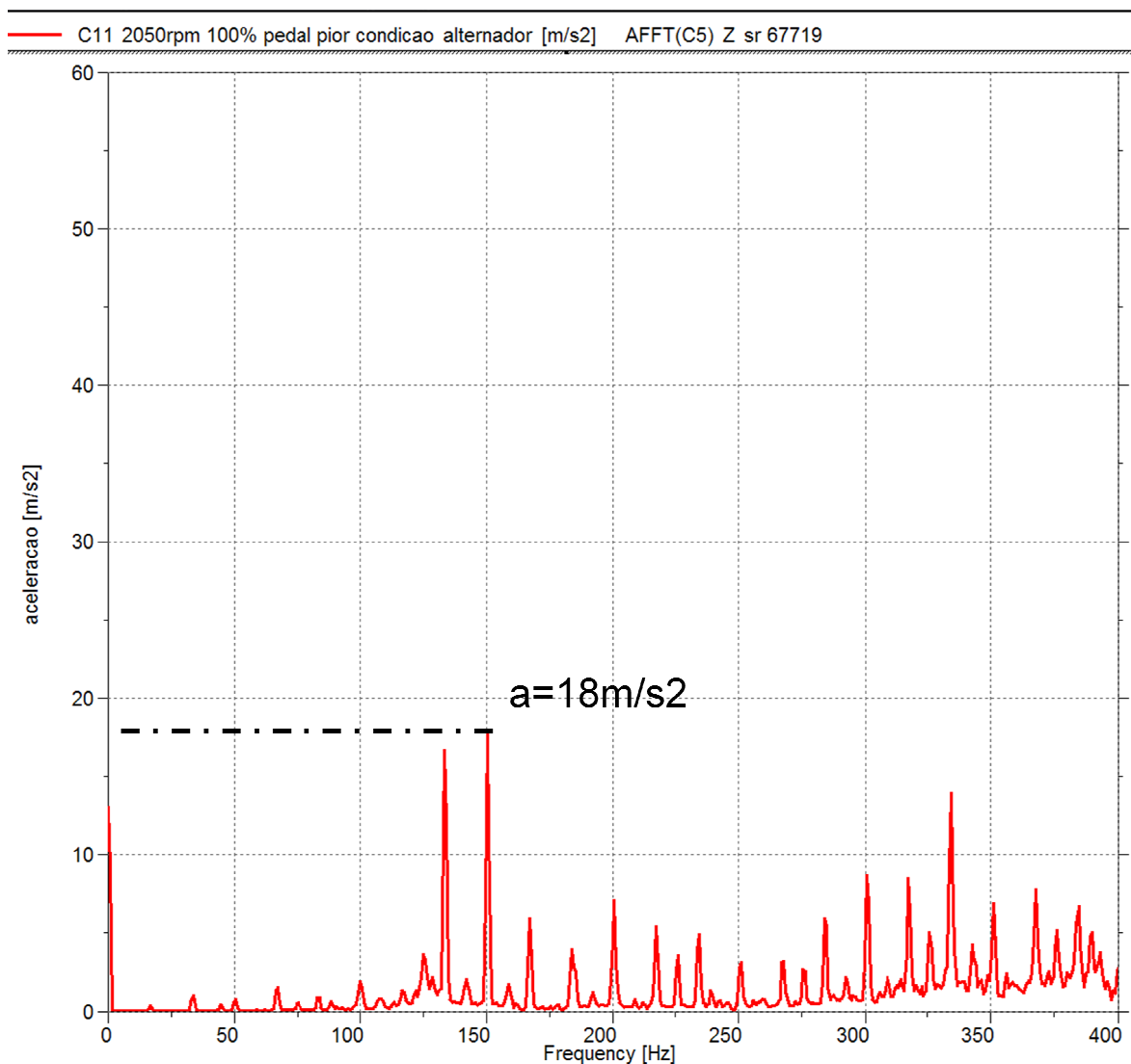


Figura 5.9- Gráfico do nível de aceleração do alternador (m/s^2) no eixo Z em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Então, fizemos também a mesma metodologia para o tensionador, e identificamos que para a frequência de 100Hz no eixo Y temos pico de aceleração de 86m/s^2 . Os valores práticos foram divergentes do teórico visto que temos o amortecimento da correia e tensionador incorporados ao sistema e não considerados na simulação numérica.

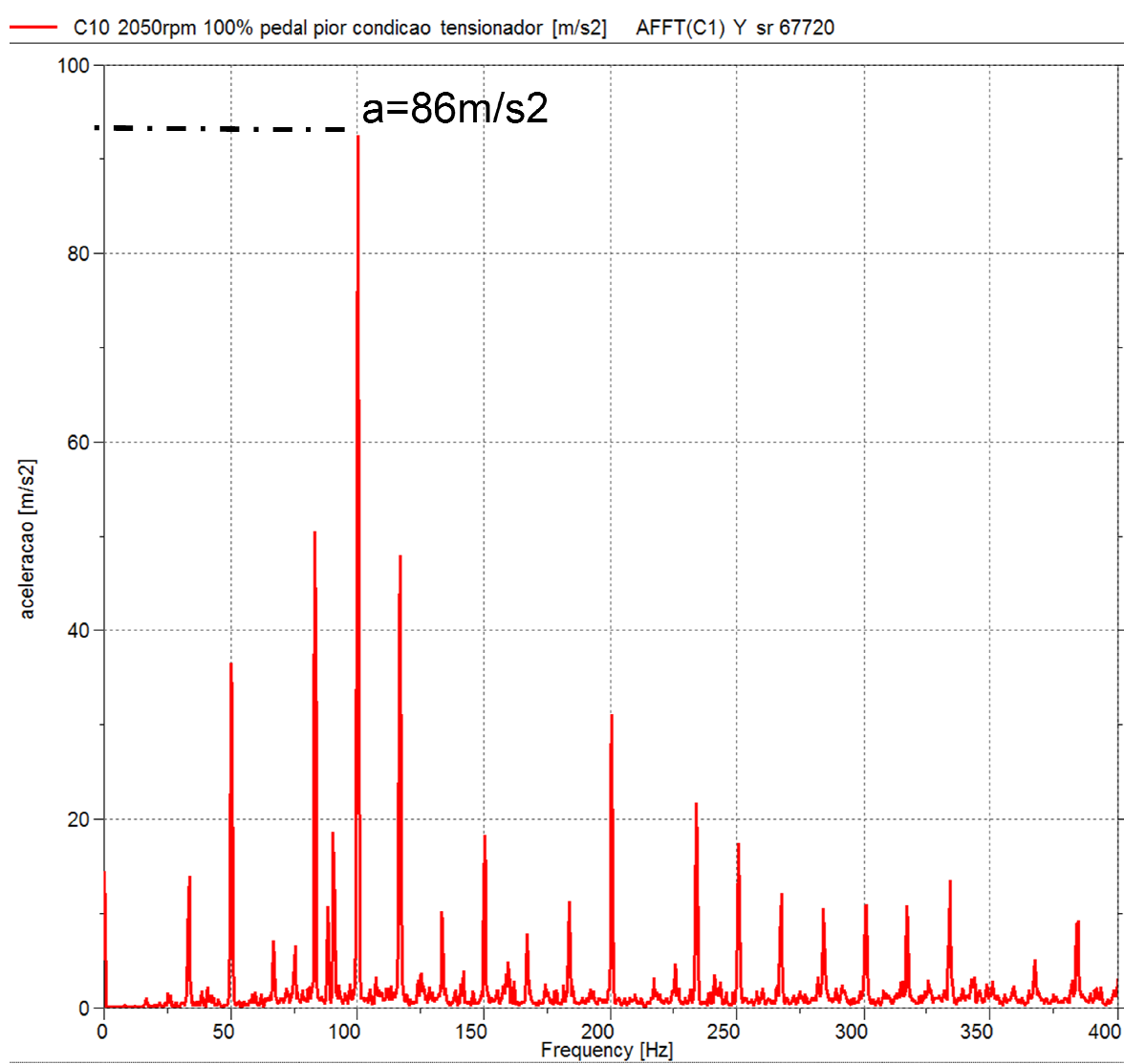


Figura 5.10- Gráfico do nível de aceleração do tensionador (m/s^2) no eixo Y em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Através dos resultados obtidos anteriormente é possível identificar nas figuras 5.11, 5.12 e 5.13 o deslocamento linear do tensionador nos três eixos de referência (X, Y e Z) sendo o eixo Y com maior deslocamento e de trabalho efetivo do mesmo.

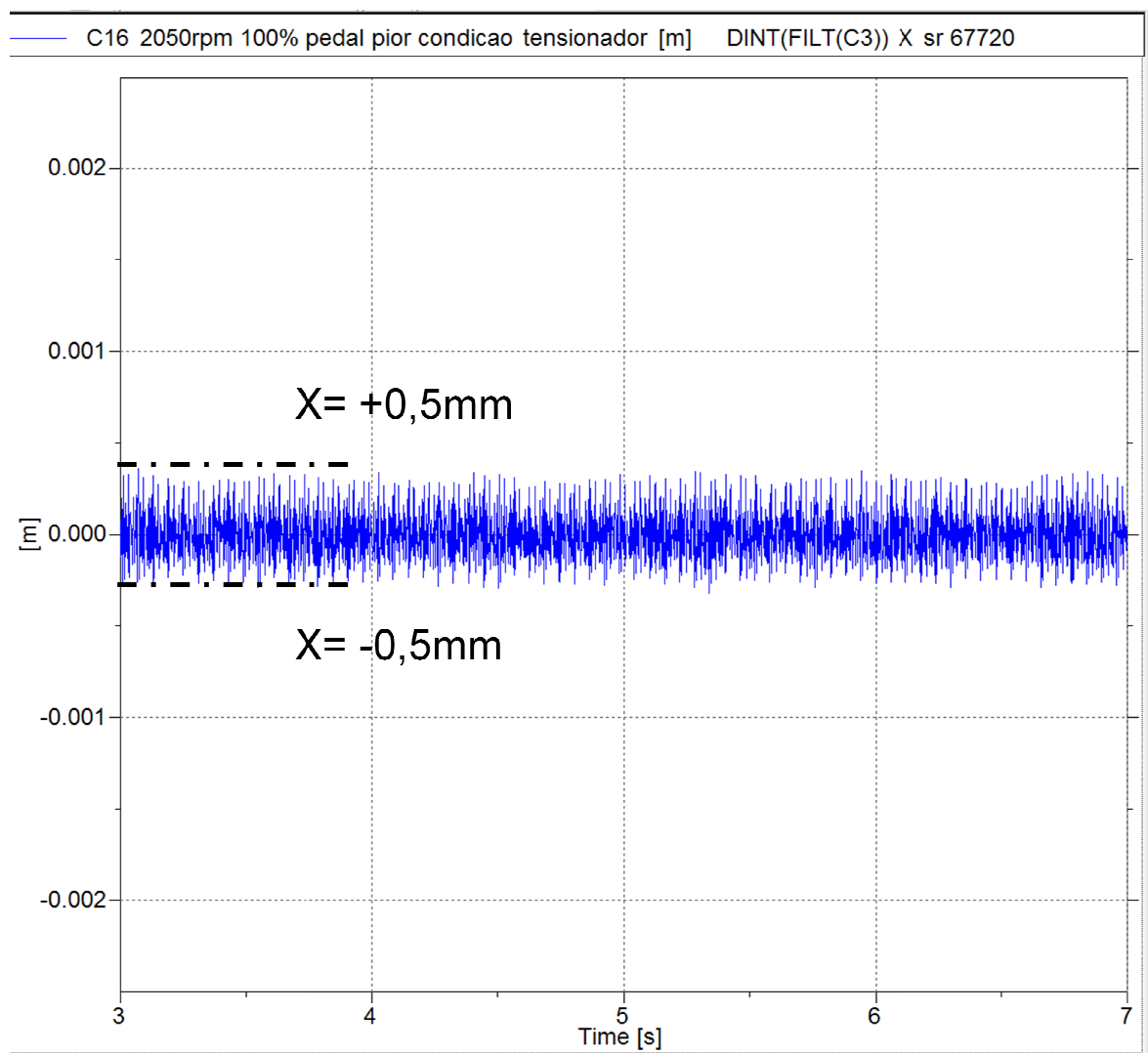


Figura 5.11- Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo X em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Nos resultados obtidos é exposto que o deslocamento linear da polia do tensionador no eixo X não atinge valores superiores à uma faixa de 1mm, e eixo pelo qual não representa o percurso de trabalho do tensionador e mencionados nas figuras 5.11 e 5.13.

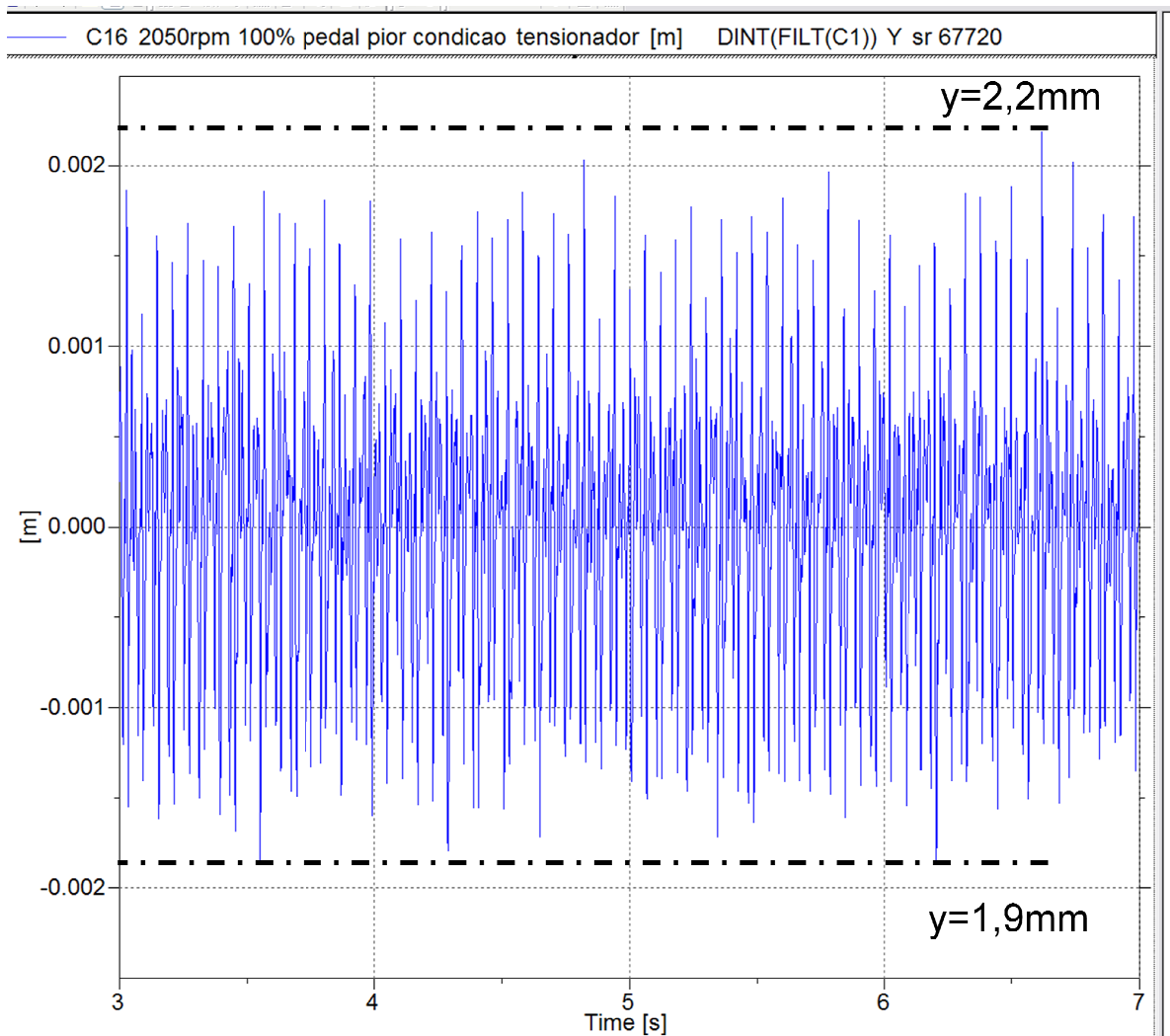


Figura 5.12- Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo Y em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Na figura 5.12 identificamos deslocamentos lineares relevantes no eixo Y e que evidenciam a correlação entre o eixo de trabalho do braço do tensionador e os valores máximos de deslocamento do braço do tensionador que será conclusivo para determinar a região pela qual deveremos instalar o sensor óptico para medição do deslocamento linear da correia.

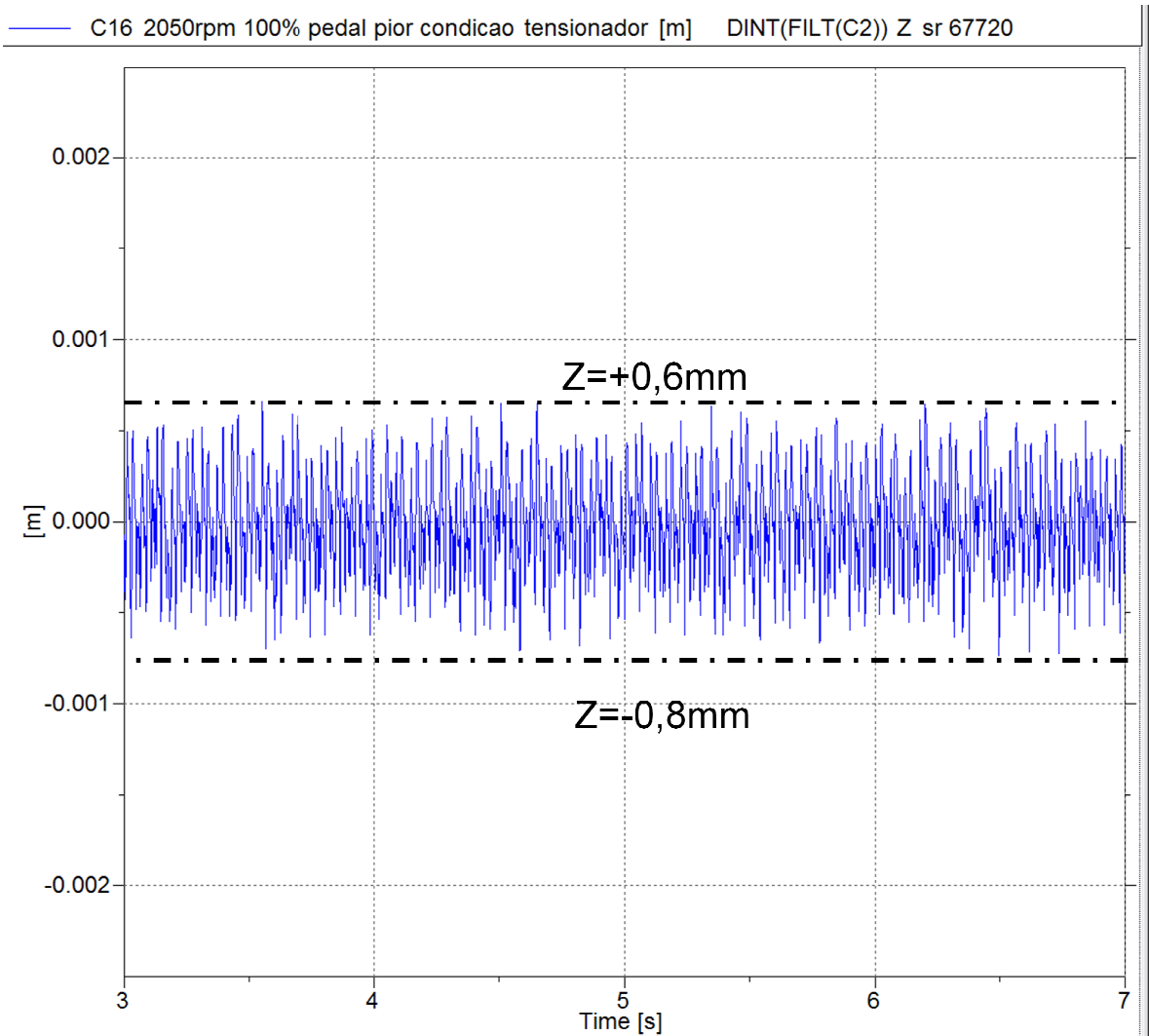


Figura 5.13- Gráfico do nível de deslocamento linear da polia do tensionador (m) no eixo Z em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Com os resultados anteriores concluímos que teríamos que instalar o sensor óptico para avaliação do deslocamento linear da correia e posteriormente correlacionar o deslocamento linear do braço do tensionador e o deslocamento linear da correia.

Para tanto eliminamos as influências dos demais acessórios ao deslocamento linear da correia e identificamos nas figuras 5.14 e 5.15 com uma vista ampliada do gráfico na região de interesse com um campo de deslocamento máximo da correia de 28mm e com nível de aceleração com pico de frequência de 75,5Hz exposto na figura 5.16.

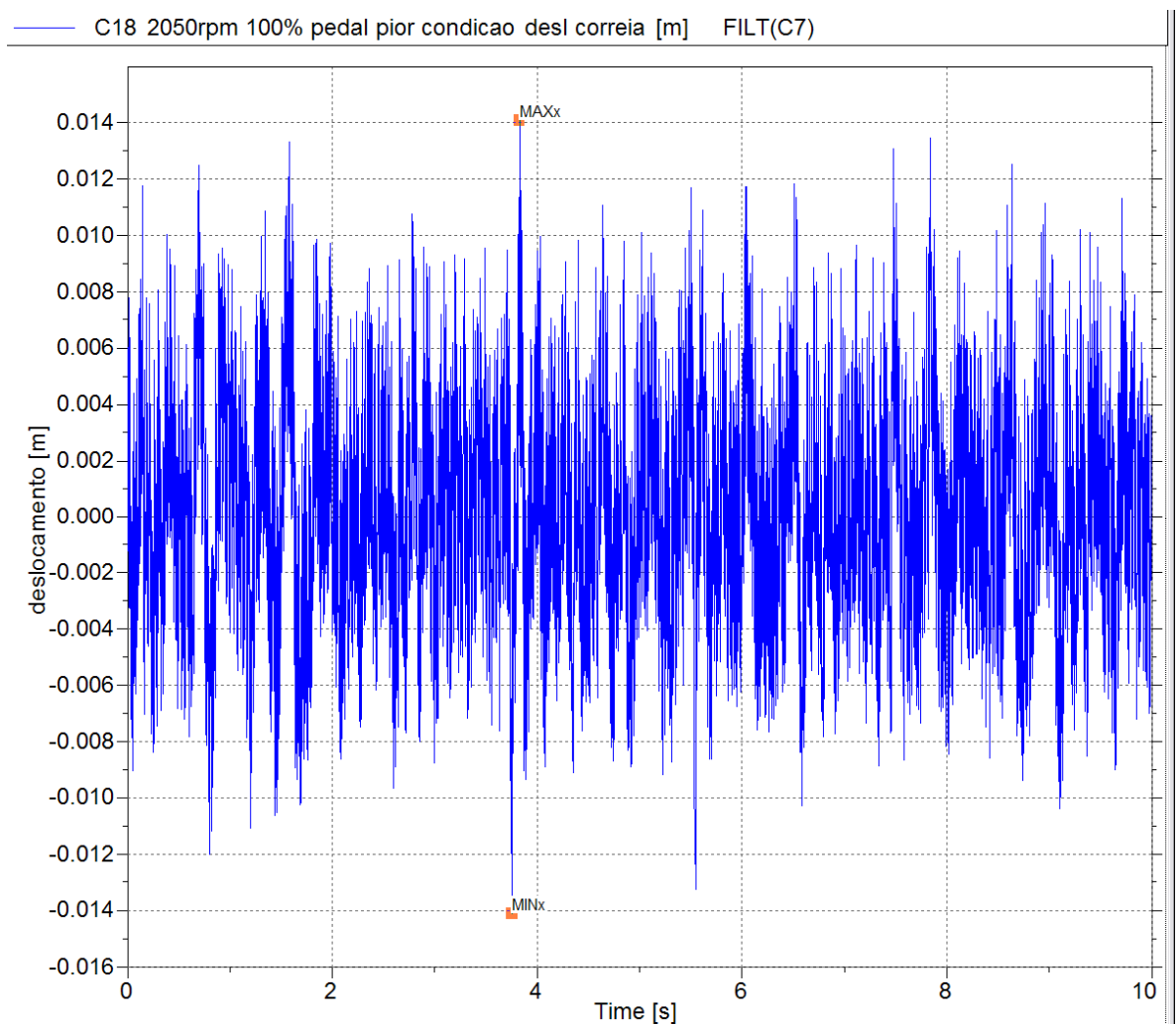


Figura 5.14- Gráfico do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

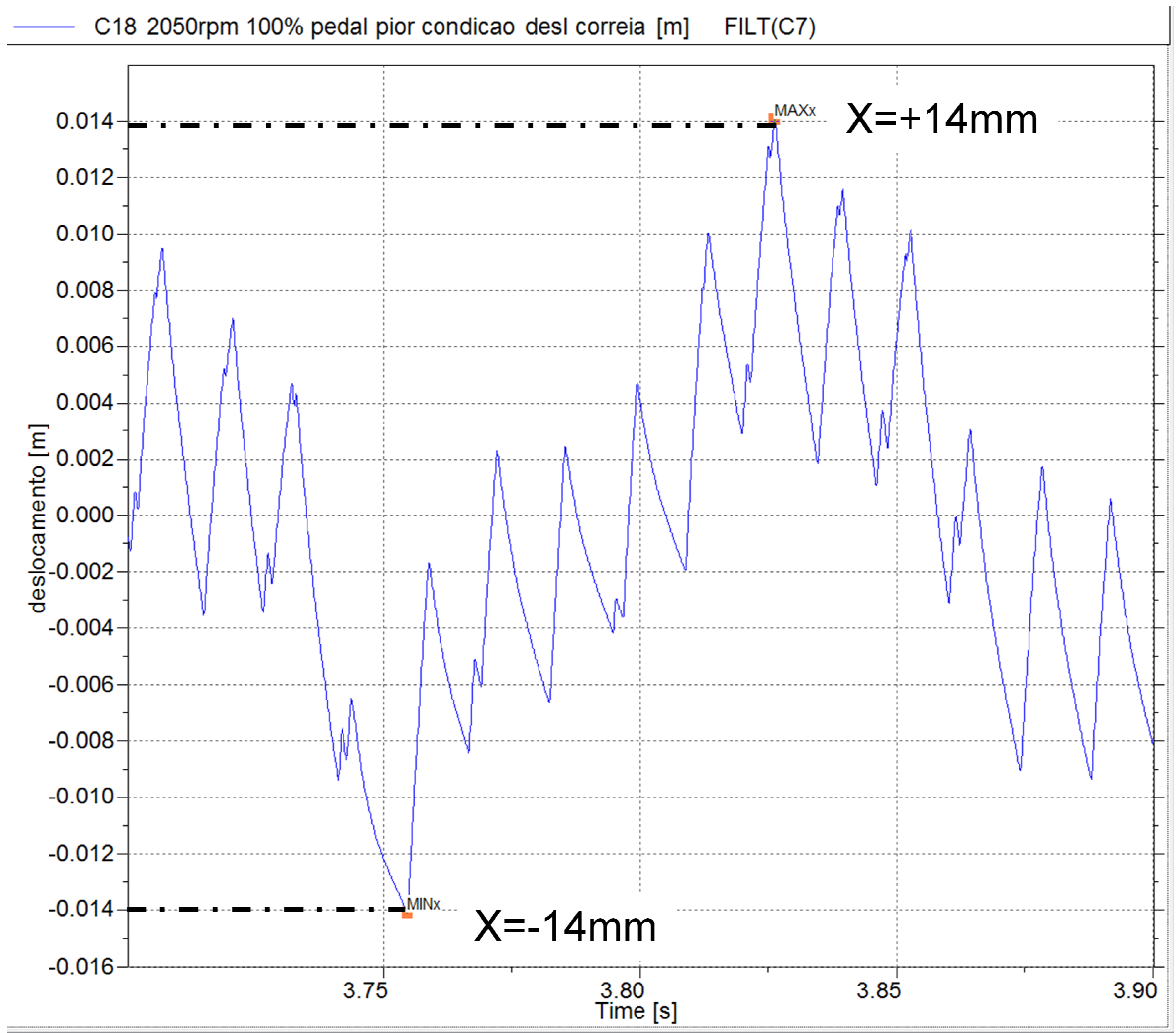


Figura 5.15- Gráfico ampliado do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função do tempo (s) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

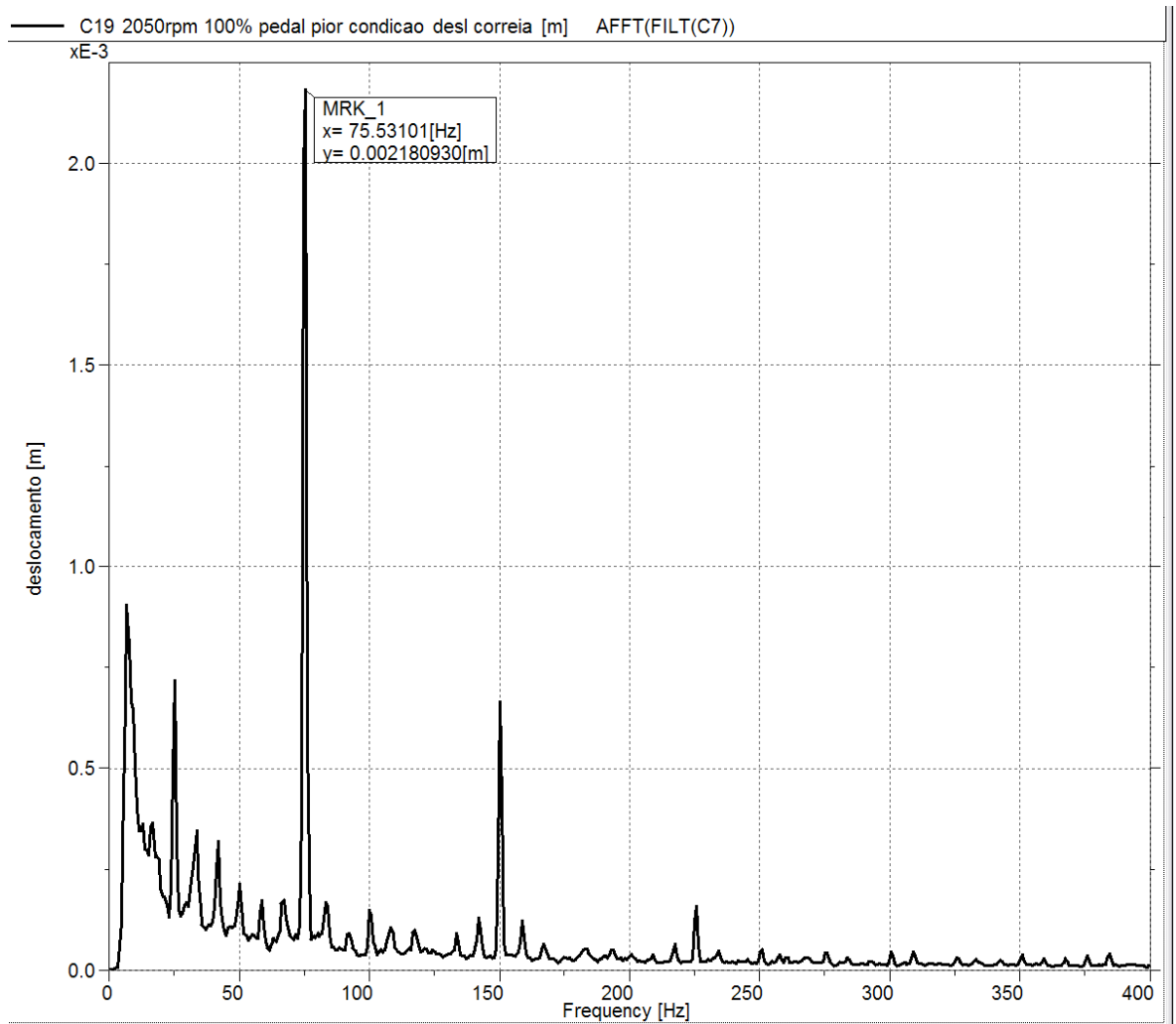


Figura 5.16- Gráfico do nível de deslocamento linear do vão livre da correia (m) em função da frequência (Hz) com 100% de carga à rotação de 2050rpm.

Na figura 5.16 é possível visualizar que temos níveis de deslocamento linear na frequência de 75Hz e poderemos concluir juntamente com o valor obtido da simulação numérica.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Nos testes realizados em dinamômetro na condição de rotação de passagem na faixa de 1000rpm a 2450rpm e 60% de carga é evidenciado no gráfico do grau de irregularidade ($^{\circ}$) do motor em função da rotação (RPM) que a 3ª ordem é que possui maior relevância para a excitação do sistema de correia para uma rotação média do motor de 2050rpm devido ao maior nível de aceleração.

Os testes reiniciados para a rotação constante de 2050rpm são identificados os níveis de aceleração do alternador, tensionador e correia, e concluímos que para o alternador o maior nível de aceleração ocorre no eixo X, para o tensionador o maior nível de aceleração ocorre no eixo Y e comparativamente com os resultados simulados estão divergentes aos níveis de frequência de 144,1Hz para o alternador e 170,8Hz para o tensionador devido às simplificações impostas como a não inclusão do grau de irregularidade na simulação numérica. No caso da correia é evidenciado que a frequência de ressonância de 75,5 Hz com um deslocamento máximo em um campo de 28mm, ou utilizando a linha média da correia um deslocamento de +/- 14mm e para a simulação numérica temos um nível de frequência de 74 Hz, valor este também divergente devido também a simplificação da simulação numérica não impondo o grau de irregularidade do motor.

Como sugestão para futuros trabalhos, efetuar a mesma metodologia de trabalho para as condições nas quais o motor possua acessórios adicionais incorporados como exposto na figura 6.1.

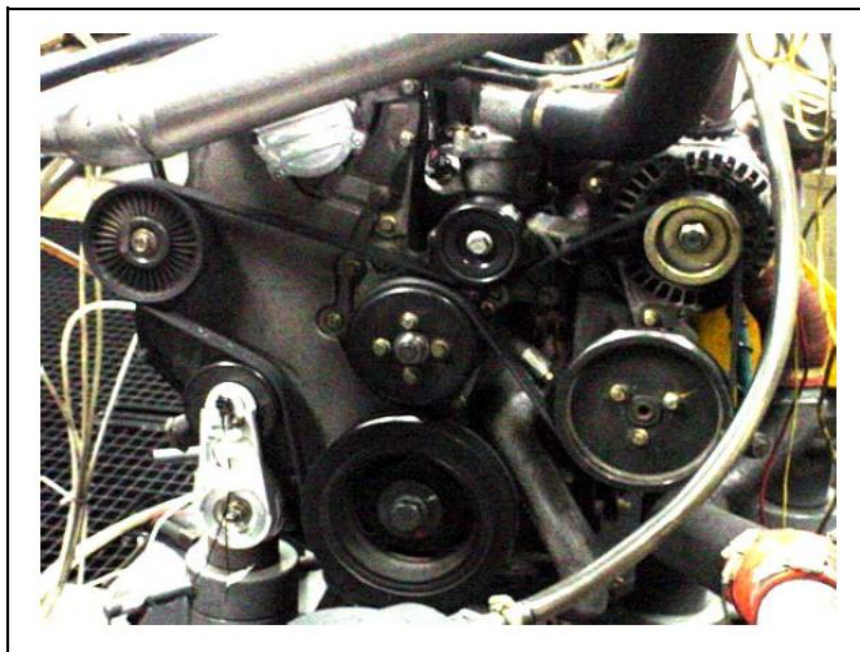


Figura 6.1- Exemplo de um sistema de acionamento frontal por correia

7. REFERÊNCIAS

AMATI,N.**Dynamic modeling of belt drive systems:Effects of the shear deformation.** Journal of vibration and acoustic. 2006, n.128, p.555

BEIKMANN,R.S.,PERKINS,N.C., ULSOY,A.G. **Free vibration of serpentine belt drive systems.** ASME Journal Vibration Acoustic. 1996, n.118,p.406-413

BEIKMANN,R.S., PERKINS,N.C., ULSOY,A.G. **Non Linear coupled vibration response of serpentine belt drive systems.** ASME Journal Vibration Acoustic. 1996, n.118,p.567-574

BEIKMANN,R.S.,PERKINS,N.C., ULSOY,A.G. **Design and analysis of automotive serpentine belt drive systems of steady state performance.** 1997, n.119, p.162-166

CALEGARI,M.,CANELA,F. **Lumped parameter modelo f timing belt transmissions.** 15th AIMETA Congress of theoretical and applied mechanics. 2001

DAYCO Corporation.Automotive belt drive design handbook,ed.2, 1975

FIRKBANK,T.C.**Mechanics of the belt drive.**Int.J.Mech.Sci.n.12,p.1053-1063, 1970

INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION. **ISO 9988:**Belt drives-pulleys and v-ribbed belts for automotive industry-PK profile:dimensions.Alemanha, 1998

MWM INTERNATIONAL MOTORES DIESEL DA AMERICA DO SUL, **Manual de projetos.** Belt drive systems-engine applications.2006

PARKER,R.G. **Lin.Parametric instability of axially moving media subjected to multifrequency tension and speed fluctuations.** Journal of applied mechanics. 2001, n.68, p.49-57

KONG,L. PARKER,R.G. **Equilibrium and belt-pulley vibration coupling in serpentine belt drives.** ASME Journal Appl.Mech. 2003,n.70, p.739-750.