

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
TESE DEFENDIDA POR GEORGES VRETOS
GLYNIADAKIS..... E APROV
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 02.110.120


.....
ORIENTADOR

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

**Análise de redução do ruído de batida de
dentes da engrenagem do compressor do motor
Diesel**

Autor: Georges Vretos Glyniadakis
Orientador: Jose Maria Campos dos Santos

115/2009

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

**Análise de redução do ruído de batida de
dentes da engrenagem do compressor do motor
Diesel**

Curso: Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística
Área de concentração: Dinâmica

Dissertação de mestrado profissional apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Autor: Georges Vretos Glyniadakis
Orientador: Jose Maria Campos dos Santos

Campinas, 2009

S.P. – Brasil

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

G526a Glyniadakis, Georges Vretos
Análise de redução do ruído de batidas de dente da
engrenagem do compressor do motor Diesel / Georges
Vretos Glyniadakis. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: José Maria Campos dos Santos.
Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade
Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia
Mecânica.

1. Ruído. 2. Engrenagens. 3. Motor diesel. 4.
Controle de ruído. I. Santos, José Maria Campos dos. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Diesel engine air compressor gear rattle noise reduction analysis

Palavras-chave em Inglês: Noise, Gears, Diesel engines, Noise control

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Belisario Nina Hualpa, Pablo Siqueira Meirelles

Data da defesa: 02/10/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

**Análise de redução do ruído de batida de
dentes da engrenagem do compressor do motor
Diesel**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

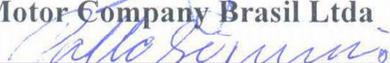
Autor: Georges Vretos Glyniadakis

Orientador: Jose Maria Campos dos Santos



Prof. Dr. José Maria Campos dos Santos, Presidente
DMC/FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Belisario Nina Huallpa
Ford Motor Company Brasil Ltda



Prof. Pablo Siqueira Meirelles
DMC/FEM/UNICAMP

Campinas, 02 de Outubro de 2009.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Joseph Nicolas Glyniadakis (*In Memoriam*) e Evangelie Joseph Glyniadakis e à minha querida esposa Monica Luther Kühn Glyniadakis.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha família 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 que ajudaram para a conclusão deste trabalho.

A MWM Motores Diesel e seus colaboradores pelo apoio e incentivo.

A CIP pelo apoio e obtenção de protótipos e a Knorr Bremse pelo suporte na obtenção de dados.

*A essência do conhecimento é, tendo-o, aplicá-lo;
Não o tendo, confessar sua ignorância.*

Resumo

GLYNIADAKIS, Georges Vretos, Análise da Redução do Ruído de Batida de Dentes da Engrenagem do Compressor do Motor Diesel, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 98 p., Dissertação de Mestrado.

Os requisitos de qualidade sonora estão sendo cada vez mais utilizados no mercado de caminhões médios e pesados. Assim, proprietários de veículos sentem-se incomodados pelo ruído de batida de dentes, principalmente na condição de motor na marcha lenta e o compressor de ar operando com carga. Algumas vezes o associam como falha, podendo até gerar reclamações na revenda bem como perda de qualidade na imagem do produto ou do fabricante. Uma opção para tratar este tipo de ruído é o uso de engrenagens com sistema de redução de folga. A literatura indica que conforme a folga é reduzida o ruído também é reduzido. Então entender o efeito desta solução é necessário antes de aplicá-la em produção.

Sendo assim este trabalho tem por objetivo estudar o efeito vibroacústico da engrenagem com sistema de redução de folga automático no ruído de batida de dentes (*rattle*) relativo à engrenagem do compressor de ar do motor MWM ACTEON 4.12TCE.

Um modelo analítico simplificado foi desenvolvido para verificar as oscilações dos deslocamentos angulares e velocidades da engrenagem do compressor. Estes resultados foram posteriormente confrontados com resultados experimentais.

Também foram analisadas as respostas vibroacústicas do motor através de experimentos e seus efeitos em termos de qualidade sonora através de teste de júri.

Palavras Chave

- Ruído de Engrenagens, Motores Diesel, Qualidade Sonora.

Abstract

GLYNIADAKIS, Georges Vretos, Gear Rattle Air Compressor Noise Reduction Analysis, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 98 p., Dissertação de Mestrado.

Sound quality requirements have been more often used in light and heavy duty trucks market. Then, vehicle owners fell uncomfortable with rattle noise mainly at idle speed with air compressor operating in load phase. Sometimes they associate this noise as a failure, which can generate a car shop dealer claim, as well as product and company image deterioration. One option to deal with this kind of noise is to apply an anti-backlash gears. The literature shows that as we decrease the backlash the rattle is reduced too. Then, to understand the effect of this solution is mandatory before to apply into production.

The object of this work is to study the vibroacoustics effects of the anti-backlash gear system regarding to the air compressor rattle noise of the MWM ACTEON 4.12TCE diesel engine.

A simplified analytical model was developed in order to verify the angular displacement and velocities fluctuation of the air compressor anti-backlash gear. These results were compared with experimental ones.

Experimental vibroacoustics responses were also analyzed in terms of sound quality jury test.

Key Words

- Rattle Noise, Diesel Engines, Sound Quality.

Índice

LISTA DE FIGURAS	X
LISTA DE TABELAS	XIII
NOMENCLATURA	XIV
1 INTRODUÇÃO.	1
1.1 OBJETIVO.	6
1.2 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.	6
2 REVISÃO DA LITERATURA.	7
3 MODELAGEM TEÓRICA DAS OSCILAÇÕES DE DESLOCAMENTOS E VELOCIDADES.	13
3.1 MODELO ANALÍTICO.	13
3.2 DETERMINAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE MOVIMENTO.	16
3.3 DETERMINAÇÃO DAS INÉRCIAS.	17
3.4 DETERMINAÇÃO DA RIGIDEZ.	17
3.5 DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO.	18
3.6 DETERMINAÇÃO DAS EXCITAÇÕES.	21
3.7 RESULTADO DA SIMULAÇÃO.	38
4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS OSCILAÇÕES DE DESLOCAMENTOS E VELOCIDADES.	44
RESULTADOS.	45
5 ANÁLISE EXPERIMENTAL VIBROACÚSTICA.	59
RESULTADOS.	61
6 QUALIDADE SONORA E TESTE DE JÚRI.	68
7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS.	81
APÊNDICE A.	87
APÊNDICE B.	96

Lista de Figuras

- 1.1 – Sistema de Distribuição e Sincronismo por engrenagens
- 1.2 – Engrenagem com sistema de redução de folgas
- 3.1.1 – Ilustração do sistema a ser analisado e modelado
- 3.1.2 – Esquema do sistema em estudo
- 3.1.3 – Sistema reduzido à 2GDL
- 3.4.1 – Determinação da rigidez
- 3.4.2 – Rigidez uma mola
- 3.5.1 – Sistema em análise e localização da excitação e reposta do sistema montado no motor
- 3.5.2 – FRF e Coerência do sistema montado no motor
- 3.6.1 – Posicionamento do acelerômetro na caixa de engrenagens
- 3.6.2 – Posicionamento dos sensores de rotação
- 3.6.3 – Tomada geral da instalação
- 3.6.4 – Analisador de vibrações Pimento
- 3.6.5 – Comparativo de vibrações da caixa de engrenagens com e sem combustão
- 3.6.6 – Comparativo de rotação da engrenagem do compressor com e sem combustão
- 3.6.7 – Comparativo de rotação da engrenagem do compressor com e sem combustão
- 3.6.8 – Comparativo de rotação do par de engrenagens do compressor com combustão
- 3.6.9 – Comparativo de rotação do par de engrenagens do compressor sem combustão
- 3.6.10 – Sistema biela manivela
- 3.6.11 – Divisão das massas da biela
- 3.6.12 – Curva $p=f(\alpha)$ para a rotação de marcha lenta
- 3.6.13 – Esforços atuantes na árvore de manivelas

- 3.6.14 – Análise espectral do torque do compressor
- 3.6.15 – Comparativo da curva original versus a curva com 8 harmônicos
- 3.7.1 – Deslocamentos das engrenagens do compressor com uma mola
- 3.7.2 – Espectros de velocidades das engrenagens do compressor com uma mola
- 3.7.3 – Deslocamentos das engrenagens do compressor com duas molas
- 3.7.4 – Espectros de velocidades das engrenagens do compressor com duas molas
- 4.1 – Posicionamento dos sensores de rotação magnéticos
- 4.2 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com engrenagem do compressor NP
- 4.3 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad
- 4.4 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad
- 4.5 – Espectros de velocidade da engrenagem movida com engrenagem do compressor NP
- 4.6 – Espectros de velocidade da engrenagem movida com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad
- 4.7 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad
- 4.8 – Espectros de velocidade da engrenagem redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad
- 4.9 – Espectros de velocidade da engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad
- 4.10 – Espectros de velocidade engrenagens movida e redutora de folga com rigidez 315Nm/rad
- 4.11 – Espectros de velocidade engrenagens movida e redutora de folga com rigidez 630Nm/rad
- 4.12 – Deslocamento angular das engrenagens motora e movida e redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad
- 4.13 – Deslocamento angular das engrenagens motora e movida e redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad
- 4.14 – Diferença de deslocamento angular entre as engrenagens movida e redutora de folga
- 5.1 – Posicionamento do microfone e do acelerômetro
- 5.2 – Nível global de vibração da tampa da caixa de engrenagens
- 5.3 – Nível global da pressão sonora

5.4 – Espectro de pressão sonora com engrenagem NP

5.5 – Espectro de pressão sonora com engrenagem redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad

5.6 – Espectro de pressão sonora com engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad

6.1 – Posicionamento dos microfones binaurais

6.2 – Escala de 5 níveis

Lista de Tabelas

- 3.5.1 – Equipamentos para teste com martelo de impacto
- 3.6.1 – Equipamentos para teste com e sem combustão
- 4.1 – Equipamentos determinação das oscilações de deslocamentos e velocidades
- 6.1 – Equipamentos determinação da aceleração da tampa e ruído em campo próximo
- 6.1 – Resultados de H e sua respectiva probabilidade
- 6.2 – Resultado da prova U de Mann-Whitney
- 6.3 – Tabela das médias das notas dos atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável
- A.1 – Notas atributo quieto/barulhento por ultimo as do apendice
- A.2 – Notas agradável/desagradável
- A.3 – Notas grave/agudo
- A.4 – Notas tonal/atonal
- A.5 – Postos atributos quieto/barulhento
- A.6 – Postos agradável/desagradável
- A.7 – Postos grave/agudo.
- A.8 – Postos tonal/atonal.
- B.1 – Notas e postos quieto/barulhento
- B.2 – Notas e postos agradável/desagradável

Nomenclatura

Letras Latinas

a – aceleração instantânea do pistão	[m/s ²]
p – pressão do cilindro	[bar]
d_p – diâmetro do pistão	[m]
f – rotação do motor	[rpm]
F_{ia} – força de inércia alternativa	[N]
F_{ir} – força de inércia rotativa	[N]
F_g – força dos gases	[N]
F_r – força radial resultante	[N]
F_{ra} – força radial das inércias rotativas	[N]
F_{rp} – força radial dos gases	[N]
F_t – força tangencial resultante	[N]
F_{ta} – força tangencial das inércias alternativas	[N]
F_{tp} – força tangencial dos gases	[N]
r – raio da manivela do compressor	[m]
l – comprimento da biela do compressor	[m]
m_a – massa alternativa do compressor	[kg]
m_{ab} – massa alternativa da biela	[kg]
m_b – massa total da biela	[kg]
m_{rb} – massa rotativa da biela	[kg]
M_t – momento torçor	[N.m]
T_{pre} – torque de pré carga da mola	[N.m]

v – velocidade instantânea do pistão	[m/s]
x – posição instantânea do pistão	[m]
Z_c – numero de dentes das engrenagens do compressor	[-]
Z_i – numero de dentes da engrenagem motora	[-]
i – relação de transmissão entre a engrenagem motora e movida do compressor	[-]
J_i – inércia da engrenagem motora	[kgm ²]
J_{red} – inércia equivalente da engrenagem motora no eixo do compressor	[kgm ²]
J_{alt} – inércia da massa alternativa	[kgm ²]
J_a – inércia da arvore de manivelas	[kgm ²]
J_b – inércia equivalente na engrenagem movida do compressor	[kgm ²]
J_{c1} – inércia da engrenagem movida do compressor	[kgm ²]
J_{c2} – inércia da engrenagem redutora de folga do compressor	[kgm ²]
K_t – rigidez torsional	[Nm/rad]
C – amortecimento	[Nms/rad]
H – estatística de Kruskal-Wallis	[-]
H_0 – hipótese de nulidade	[-]
H_1 – hipótese que refuta H_0	[-]
U – estatística de Mann-Whitney	[-]
n – numero de casos da amostra	[-]
N – numero de casos de todas amostras	[-]
k – numero de amostras	[-]
R – soma dos postos das amostras	[-]
t_e – numero de observações empatadas	[-]
T – grupo de empate	[-]
p – fator relativo ao nível de significância α_e	[-]
z – significância do valor de U	[-]

Letras Gregas

α – ângulo da arvore de manivelas	[°]
--	-----

β – ângulo da biela	[°]
γ – constante de amortecimento	[-]
φ – fase	[rad]
ω – frequência da excitação	[rad/s]
θ_{c1} – deslocamento da engrenagem movida do compressor	[rad]
θ_{c2} – deslocamento da engrenagem redutora de folga do compressor	[rad]
α_e – nível de significância das provas estatísticas	[%]
χ – Prova estatística	[-]

Abreviações

PMS – Ponto Morto Superior

EGR – Exhaust Gas Recirculation

ECU – Eletronic Control Unit

RMS – Root Mean Square

GDL – Grau De Liberdade

FRF – Função Reposta em Frequência

NP – Normal de Produção

gl – grau de liberdade estatístico

Siglas

DMC - Departamento de Mecânica Computacional

Capítulo 1

Introdução.

Os motores de combustão interna podem ser divididos nos seguintes sistemas:

- Estrutural (bloco, cabeçote, suportes,...);
- Potencia (virabrequim, biela, pistões, anéis,...);
- Lubrificação (bomba de óleo, ejetores de óleo,...);
- Gerenciamento de ar (turbo compressor, válvulas EGR e borboleta, coletores de admissão e escape,...);
- Arrefecimento (trocadores de calor, bomba d'água, válvula termostática,...);
- Elétrico (ECU, sensores, atuadores,...);
- Combustível (bomba de injeção de combustível, bomba alimentadora, bicos injetores, filtros,...);
- Auxiliar (compressor de ar, alternadores, bomba hidráulica,...);
- Distribuição e sincronismo (válvulas de admissão e escape, comando de válvulas, balanceiros, correia dentada, corrente, engrenagens,...). A Figura 1.1 mostra o sistema de distribuição e sincronismo de um motor diesel através de engrenagens.

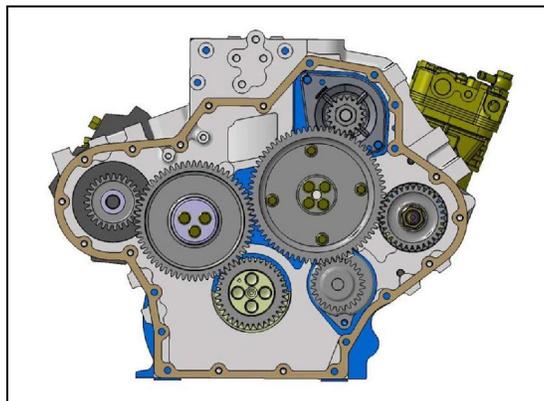


Figura 1.1 – Sistema de distribuição e sincronismo por engrenagens

O sistema de distribuição e sincronismo é responsável pela distribuição de torque e sincronismo para o acionamento do eixo comando de válvulas, bomba de combustível, bomba de óleo, compressor de ar, bomba d'água etc. Este sistema pode ser composto por correia dentada, corrente ou por engrenagens.

Cada um destes sistemas tem seus pontos positivos e negativos, porém para motores diesel principalmente em aplicações comerciais, tipo ônibus e caminhões, o sistema por engrenagens é o mais usual, devido a sua confiabilidade e capacidade de transmissão de torque. Porém um possível efeito indesejável é o ruído do trem de engrenagens, que pode ser de engrenamento *whine* (que se caracteriza por sua frequência ser múltipla da velocidade angular e do número de dentes da engrenagem) ou batida de dentes *rattle* (que se caracteriza por suas frequências apresentarem-se em bandas relacionadas com as frequências naturais da estrutura, carcaças e tampas etc). Segundo Spessert e Ponsa (1990) até 70% do ruído de motores diesel turbinados pode ser devido ao trem de engrenagem.

Para Wang *et al* (2001) a atenuação de ruído de motor nas últimas décadas teve e continua tendo um grande interesse pela indústria automotiva.

Para Barthod *et al* (2007), o ruído de batida de dentes apresenta uma qualidade sonora específica, ou seja, distinto de outras fontes de ruído no veículo.

Proprietários de veículos são incomodados por este ruído e algumas vezes o associam como falha, podendo até gerar reclamações na revenda bem como perda de qualidade na imagem do produto ou do fabricante.

Várias plataformas distintas dos motores MWM International Motores (Sprint 407TCA, S4T, Acteon X12, NGD 9.3L) já apresentaram o ruído de batida de dentes. Inicialmente era uma reclamação apenas do segmento de esporte utilitário, porém as últimas foram de caminhões médios e pesados, mostrando o crescente grau de exigência do mercado. Este ruído interfere diretamente na qualidade sonora que o mercado anseia. O ruído de batida de dentes manifesta-se através do aumento do nível total de pressão sonora além de uma banda de frequência relativamente larga entre 1 e 5 kHz dependendo da família do motor.

O ruído de batida de dentes é comum em caixas de transmissões automotivas, pois normalmente são constituídas por engrenagens. Para Gerges (2005), o mecanismo gerador do ruído é baseado nas folgas dimensionais e na irregularidade de torque ou rotação.

Tanto Fujimoto *et al* (1987) quanto Johnson e Hiram (1991) concordam que em caixas de transmissões automotivas este ruído está amplamente associado com engrenagens em neutro, o que significa que rodam livres em seus mancais. Isto pode ser explicado pela perda de contato dos dentes, quando a engrenagem motora tem maior desaceleração angular do que a motriz (em neutro). Se o torque de arraste da engrenagem em neutro é aumentado, a desaceleração é maior, diminuindo a perda de contato entre os dentes. Segundo Seaman *et al* (1984) a severidade do ruído diminui, quando o torque do arrasto nas engrenagens em neutro é aumentado. Desde que as engrenagens selecionadas são carregadas externamente, desaceleram sob a influência da carga externa, que está atuando como um torque de arraste, e quando é suficiente impede a separação e, assim, o ruído. Para Barthod *et al* (2007), as engrenagens levemente carregadas são mais suscetíveis à perda de contato e conseqüentemente impactos. Então, segundo Theodossiadis *et al* (2007), experiências mostraram que há determinadas condições de operação onde o ruído é mais perceptível. Estas observações são baseadas na relação entre o torque de inércia da engrenagem neutra e o torque do arrasto nos flancos dos dentes. Para Seaman *et al* (1984), definiu-se o ponto inicial do ruído como a aceleração angular em que o torque com inércia na engrenagem descarregada excede o torque do arrasto. Além disso, Seaman *et al* (1984), mostrou-se que o ruído é atenuado em temperaturas mais baixas.

Para Fujimoto *et al* (1987), com a redução de viscosidade do lubrificante em função do aumento da temperatura a resistência ao movimento das junções lubrificadas é reduzida. Assim o ruído também é um fenômeno dependente da temperatura. Não obstante, para Theodossiadis *et al* (2007), os resultados experimentais recentes mostraram que há uma escala de temperatura, em que o ruído permanece a níveis mínimos.

Para Barthod *et al* (2007), usar engrenagens com folga muito pequenas não é uma solução prática devido aos erros inerentes e muitas vezes inevitáveis da manufatura, além de ser impraticável do ponto de vista de durabilidade para a engrenagem mesmo que teoricamente elimina-se o ruído.

Para Jeffrey e Kwin(1999), tratando-se de engrenagens de motores diesel, uma potencial fonte de ruído de batida de dentes é a bomba de injetora, pois devido ao aumento crescente das pressões de injeção há um aumento da vibração torsional de sua engrenagem. E assim como nas caixas de transmissões estes impactos são transmitidos à estrutura irradiando o ruído. Engrenagens com sistema de redução de folga são conhecidas como engrenagem tesoura, devido ao movimento relativo do dentado. Têm sido aplicadas para controlar o ruído e o impacto induzido do trem de engrenagem. A Figura 1.2 mostra uma engrenagem com sistema de redução de folga.



Figura 1.2 – Engrenagem com sistema de redução de folgas

Nos caminhões médios e pesados o sistema de freio é pneumático, isto significa que é necessário uma fonte de pressão de ar para abastecer o sistema. Com isso faz-se necessário a utilização de compressor de ar. O compressor de ar, assim como a bomba injetora, também se tornou uma fonte de excitação para o ruído de batida de dentes do sistema de distribuição e sincronismo.

Moulin (2003), que estudou o ruído de batida de dentes em motor *heavy duty*, concluiu que quanto menor a folga no par de engrenagens, menor é o ruído.

De acordo com a Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens, AGMA(1973), a folga entre dentes é inevitável e a mínima folga é desejável pelos seguintes motivos:

- Prover espaço para o filme de óleo lubrificante que separa o lado carregado dos dentes;
- Prover um canal para o escoamento do óleo lubrificante que fica no pé do dente;
- Permitir a passagem de partículas de impurezas arrastadas pelo óleo lubrificante;
- Permitir a possibilidade de montagem com variações dimensionais e efeitos de dilatação térmica que não foram considerados durante o projeto.

Para analisar o problema um modelo analítico simplificado à 2GDL foi utilizado para simular o comportamento da engrenagem. O modelo matemático proposto é linear. Posteriormente este modelo foi confrontado com dados experimentais.

Uma vez analisado a validade do modelo estudamos os efeitos vibroacústicos através de experimentos como:

- Deslocamentos e velocidades das engrenagens;
- Vibração da tampa da caixa de engrenagens;
- Pressão sonora em campo próximo;
- Qualidade sonora – teste de júri.

1.1 Objetivo.

O objetivo deste trabalho é estudar o efeito vibroacústico da engrenagem com sistema de redução de folga automático no ruído de batida de dentes (*rattle*) em um motor diesel e suas possíveis conseqüências ao consumidor. O tipo do motor e as condições de operação são:

- Tipo de motor – *heavy duty* MWM ACTEON 4.12;
- Rotação de Marcha Lenta, 800rpm \pm 50rpm;
- Compressor de ar na fase de carregamento;
- Par de engrenagens do compressor de ar e sua respectiva engrenagem motriz.

1.2 Organização da dissertação.

Este trabalho está dividido em sete capítulos. No Capítulo 1 foi feita uma introdução do assunto do trabalho, a definição dos objetivos e a organização do mesmo. No Capítulo 2, na revisão da literatura são evidenciados os trabalhos semelhantes com seus métodos e objetivos a serem alcançados. No Capítulo 3 é apresentada toda a abordagem matemática utilizada para a realização da simulação numérica, mostrando desde os conceitos necessários para a compreensão do assunto com modelo analítico e suas condições de contorno, partindo-se das equações do movimento passando pela determinação da inércia, rigidez até a excitação. Posteriormente utilizou-se um método numérico para resolver as equações diferenciais. No Capítulo 4 realizaram-se experimentos, baseados na aquisição da velocidade angular instantânea, com a finalidade de confrontar os resultados simulados. O Capítulo 5 foi baseado em experimentos vibroacústicos, cujo objetivo era quantificar, através da vibração da tampa frontal e da pressão sonora em campo próximo, as diferentes configurações de engrenagens. No Capítulo 6 foi avaliada a percepção humana a estas diferenças através da óptica da qualidade sonora, especificamente através de teste de júri. O Capítulo 7 apresenta as conclusões gerais e sugestões para próximos trabalhos.

Capítulo 2

Revisão da Literatura.

Spessert e Ponsa (1990) estudaram o efeito do ruído em motores diesel com a variação da carga no motor. Inicialmente verificaram a diferença entre motores naturalmente aspirados versus turbinados.

O próximo passo foi subdividir o ruído por componentes/sistemas do motor:

Ruído total, ruído de combustão, ruído do sistema de injeção e seu acionamento (engrenagens), ruído do trem de válvulas e seu acionamento (engrenagens), ruído do sistema de distribuição, ruído do sistema de gerenciamento de ar.

Depois da subdivisão dos ruídos concentram esforços em analisar o ruído da engrenagem motora, da árvore de manivelas do motor. Este estudo baseou-se na influência da variação da força de excitação durante a oscilação de movimento com a folga e a duração de tempo do movimento durante a folga.

Assim o próximo passo foi estudar o ruído do sistema de injeção, bomba injetora e posteriormente do sistema de distribuição por engrenagens.

Os torques alternativos no trem de engrenagens aceleram e desaceleram as engrenagens que se movimentam dentro da folga, causando a excitação através de impactos no dentado.

A redução da folga e o amortecimento dos impactos foram utilizados por Spessert e Ponsa para minimizar o ruído do trem de engrenagens assim como a otimização do perfil do dentado.

No estudo de Jeffrey e Kwin (1999) o ruído do trem de engrenagens é tratado como maior problema nos motores diesel. Devido à necessidade de menores emissões de poluentes os sistemas de injeção passaram a trabalhar com pressões cada vez maiores e isto acarretou em

oscilações de torques no trem cada vez maiores também. Conseqüentemente as vibrações devido aos impactos no dentado aumentaram e o ruído do trem também. A opção adotada por eles foi de reduzir os impactos através de uma engrenagem tipo tesoura, devido ao movimento relativo do dentado, para minimizar a folga e diminuir os impactos no dentado. Assim foi estudada qual a rigidez mais adequada para diversas condições de uso do motor, rotação e carga através de testes experimentais.

Moulin (2003) estudou o ruído dos motores diesel através de simulações numéricas e testes experimentais. No estudo de caso dele o motor apresentava o trem de engrenagens na frente do motor e o ruído irradiado pela frente era o qual apresentava maior potencia sonora. Sua pesquisa abordou tanto a irradiação do ruído pelas tampas e carcaças tanto através de modelos numéricos quanto pela geração do ruído, impactos do dentado no caso do trem de engrenagens através de modelos multi-corpos.

A questão do *gear rattle* foi tratada através de um estudo de redução da folga entre dentes. Para tal um estudo de sensibilidade foi feito para verificar qual a ou as engrenagens mais sensíveis e em que banda de frequências.

Posteriormente protótipos foram construídos, com menores folgas, para quantificar através de experimentos as melhorias que a simulação indicava.

Amabali e Fregolent (1988) estudaram o comportamento vibratório de engrenagens através de experimentos e simulações, sendo que seu modelo era de 1 GDL com rigidez do dentado variando com a folga. A solução da equação do movimento foi obtida através do *Harmonic Balance Method*. O método de identificação de parâmetros modais introduzidas no trabalho apresenta um instrumento para interpretar resultados experimentais. No modelo proposto o erro de transmissão foi considerado como a diferença de deslocamentos da posição real em relação à ideal.

Kim (2003) estudou o efeito das folgas no trem de potencia versus a vibração devido aos impactos. O método de análise proposto é *Harmonic Balance Method*. Kim considerou a folga

entre dentes como uma não linearidade, uma função descontínua, o que provoca dificuldades no uso de soluções numéricas, especialmente nas transições da rigidez.

Outra não linearidade abordada foi o amortecimento e vários métodos foram utilizados neste item, *Describing Function Method, Multi-term Harmonic Balance Method and Stochastic Linearization Method*, e posteriormente confrontados com métodos numéricos. A análise experimental também foi utilizada.

Finalmente o trem de potencia foi analisado através de modelos lineares e não lineares também.

Assim o caso de *rattle* nos pares de engrenagens carregadas e descarregadas foi estudado e os resultados indicados nas simulações confrontados com experimentos mostrando uma correlação satisfatória.

Wang *et al* (2001) estudou o efeito do ruído de batida de dentes nas caixas de transmissão automotivas e concluiu que o *rattle* é causado pela presença da folga entre dentes nos pares de engrenagens que não estão transmitindo torque. A principal dificuldade encontrada foi as não linearidades, tanto na folga quanto na rigidez. O método utilizado baseava-se primeiro numa análise base, ou seja, negligenciavam-se os efeitos do *rattle* na resposta do trem de potencia. Uma vez determinados os deslocamentos das engrenagens motoras o movimento das engrenagens em *rattle* podem ser determinados separadamente em 1GDL. A decomposição em duas etapas é útil para resolver as não linearidades das equações. Assim como resposta principal de seu trabalho Wang *et al* determinou um índice de *rattle*, baseado no valor RMS da aceleração da engrenagem em estudo. Porém a fim de complementar sua pesquisa recomendou experimentos para validar os resultados simulados.

Johnson e Hiram (1991) estabeleceram um método de diagnose para a fonte do *rattle* através de experimentos e um índice para comparação do *rattle* entre diferentes veículos também. Através da análise das medições de vibração da caixa de transmissão, velocidade do volante, engrenagens da transmissão e a pressão de combustão pode determinar a fonte do *rattle*. Mas através de testes subjetivos aliados aos resultados de vibração e velocidade angular das engrenagens determinou-se um índice de comparação de *rattle*.

Seaman *et al* (1984) estudaram o ruído de batida de dentes em caixas de transmissão automotivas. O tratamento usual do mercado era aumentar o torque de arraste para diminuir o *rattle*, mas como consequência aumento do esforço para troca de marcha.

Assim sua proposta para diminuir o *rattle* foi rearranjar os componentes da transmissão. Como o *rattle* pode ocorrer em qualquer par de engrenado sem carga, se o torque devido à inércia for maior que o torque de arraste naquele engrenamento, então a redução da inércia dos componentes engrenados reduzirá o torque de inércia quando houver acelerações angulares. Outro benefício da redução da inércia foi que a energia cinética também é reduzida diminuindo o esforço para troca da marcha.

Fujimoto *et al* (1987) estudaram o ruído de batida de dentes de caixas de transmissão automotivas.

O trabalho concentrou-se na sintonia da rigidez do sistema de embreagem. Para tal determinaram-se as equações de movimento, subdividindo uma para cada estágio da rigidez da embreagem e para a solução das equações o método numérico baseado no Runge-Kutta foi utilizado. Assim puderam estudar o efeito do torque de arraste na rigidez torsional da embreagem.

Taraza (2001) estudou a correlação entre a oscilação de rotação e a falha de combustão, ou seja, a oscilação do torque devido à pressão do gás. Em seu trabalho aproximou o torque através da transformada de Fourier e posteriormente com a pressão média indicada do gás e assim correlacionou estatisticamente seus harmônicos com a oscilação da rotação. Desta forma pode concluir que na condição de marcha lenta os harmônicos do torque, devido à pressão de combustão, não excitam os modos naturais da árvore de manivelas, ou seja, ela apenas movimentava-se como corpo rígido, não vibra torsionalmente. Concluiu também que como é possível correlacionar os harmônicos do torque com a rotação, então através da fase pode identificar o cilindro com a falha de combustão.

Mendes (2005) estudou o efeito das vibrações torsionais em motores de combustão interna através de simulação que confrontou tanto com outras abordagens de simulação quanto com

testes experimentais. Em seu trabalho calculou o torque do motor, inicialmente como se fosse um motor monocilíndrico e posteriormente para os seis cilindros, e aproximou-o pela transformada de Fourier a um número finito de harmônicos para que fosse usado como excitação da árvore de manivelas. Posteriormente modelou a árvore de manivelas em inércia, rigidez e amortecimento. O absorvedor de vibrações também foi modelado e através de cálculos computacionais desenvolvidos no MatLab para determinar as vibrações torsionais.

Barthod *et al* (2007) estudaram o ruído de batida de dentes de caixas de transmissão automotivas devido à flutuação de torque, dividindo o trabalho em 3 etapas:

Na primeira etapa uma bancada de teste simplificada representando a caixa de transmissão foi projetada para recriar os impactos das engrenagens.

Na segunda etapa diferentes configurações foram testadas para detectar o início do ruído em relação aos parâmetros mecânicos da excitação.

Na terceira e última etapa um modelo simplificado foi proposto para determinar os parâmetros mais significantes do ruído de batida de dentes.

Para o modelo as hipóteses foram:

- Engrenagens em neutro, desprezado o torque médio transmitido, somente as oscilações de torque foram consideradas, ou seja, excitações multi-harmônicas.
- Engrenagens de dente reto
- O torque de arrete é constante
- A excitação do torque não é influenciada pela dinâmica do sistema de engrenagem motora e movida.

Os resultados objetivos convergiram no sentido que com maior folga entre dentes maior era a vibração na carcaça aumentando assim a pressão sonora.

O modelo mostrou resultados qualitativos e quantitativos coerentes com os resultados experimentais.

Para as engrenagens em neutro a oscilação de torque tem menos influência para o início da batida de dentes que a folga.

Theodossiades *et al* (2007) também estudaram o ruído de batida de dentes nas caixas de transmissão automotiva. O trabalho introduz uma nova abordagem para a compreensão das interações entre as engrenagens da transmissão durante a marcha lenta do motor, tendo em conta o efeito de lubrificação.

O filme de óleo lubrificante sob estas condições foi considerado como um elemento, mola e amortecedor, não-linear variando no tempo.

Nas engrenagens em neutro podem-se perceber interações entre as frequências de engrenamento e as frequências naturais do sistema com o filme de óleo lubrificante.

As equações do movimento foram resolvidas por método numérico, método da aceleração linear.

Os resultados foram:

- Com a vibração percebe-se que a resposta global das engrenagens em neutro consiste em dois tipos de movimentos. Um macroscópico e outro microscópico, assim as oscilações contem diferentes frequências;
- As ordens do motor são dominantes nas regiões macroscópicas enquanto que as frequências mais altas governam as flutuações microscópicas;
- Particularmente a viscosidade é um dos fatores mais significantes, afetando o torque de arraste e as inércias das engrenagens em neutro que promovem a batida de dentes.

Gerges (2005) foi relevante para a análise da qualidade sonora, pois apresentou passo a passo cada etapa com suas peculiaridades, desde a preparação passando pela medição e reprodução até a tabulação e interpretação dos dados para que o teste de júri seja feito corretamente.

Capítulo 3

Modelagem Teórica das Oscilações de Deslocamentos e Velocidades.

Para tanto foi desenvolvido um modelo de vibração da engrenagem em questão e posteriormente confrontado com resultados experimentais.

3.1 Modelo analítico.

Os trabalhos de Kim (2003), Amabili e Fregolent (1988) analisaram os efeitos vibro acústicos das engrenagens do trem de potencia dos veículos através de modelos não lineares. Nos dois trabalhos a rigidez variava com o tempo, ou seja, com a folga entre dentes.

Para a elaboração do modelo analítico, as seguintes considerações foram adotadas:

- Sistema massa mola entre as engrenagens da arvore de manivelas do compressor.
- Segundo Taraza (2001), a árvore de manivelas não vibra torsionalmente, apenas movimentada como corpo rígido.
- As engrenagens também serão tratadas como corpo rígido.
- Não há deslocamentos lineares nos mancais das engrenagens, apenas rotacional.
- A excitação, torque do compressor, é periódica podendo ser representada pela transformada de Fourier.

A Figura 3.1.1 mostra de maneira simplificada o sistema a ser analisado e modelado.

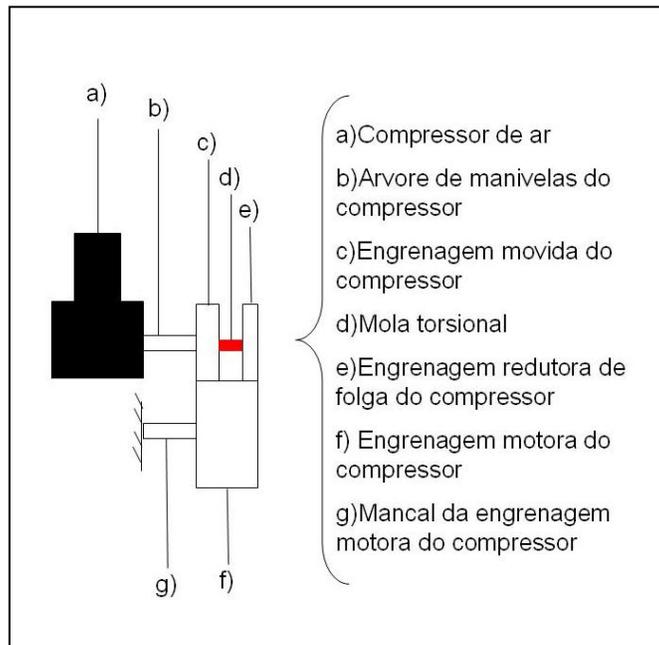


Figura 3.1.1 – Ilustração do sistema a ser analisado e modelado

A Figura 3.1.2 mostra o esquema do sistema em estudo.

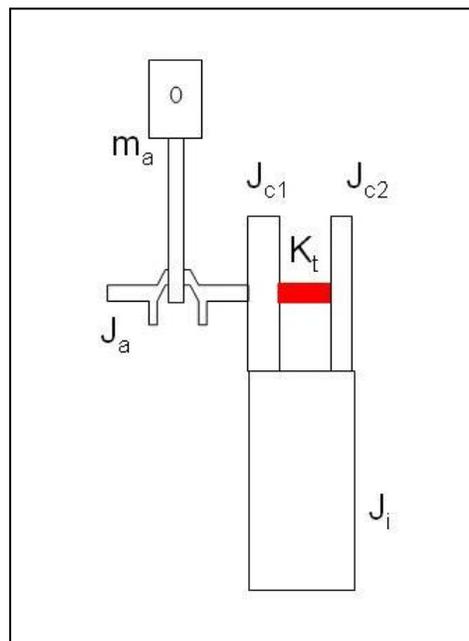


Figura 3.1.2 – Esquema do sistema em estudo

As massas alternativas deverão ser introduzidas nos cálculos como inércias equivalentes, que deverão possuir a mesma quantidade de movimento do pistão e biela. A inércia equivalente das massas alternativas pode ser escrita da seguinte maneira.

$$J_{alt} = m_a \cdot r^2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \quad (1)$$

Vale lembrar que quando transportamos a inércia do mecanismo do compressor para a engrenagem movida como uma inércia equivalente esta será constante.

A equação que mostra a relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela é a seguinte.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2)$$

Podemos considerar a inércia da engrenagem motora no eixo da engrenagem do compressor da pela seguinte equação.

$$J_{red} = J_{c1} + \frac{J_i}{i^2} \quad (3)$$

A relação de transmissão entre as engrenagens (motora e movida) do compressor é descrita conforme abaixo.

$$i = \frac{Z_i}{Z_{c1}} \quad (4)$$

Então para a composição da inércia equivalente na engrenagem movida foi considerado a inércia da árvore de manivelas do compressor e a inércia da engrenagem motora, e também a inércia das massas alternativas através da seguinte equação.

$$J_b = J_{red} + J_{alt} + J_a \quad (5)$$

Sendo assim podemos reduzir o sistema em estudo para apenas dois graus de liberdade conforme indicado da Figura 3.1.3.

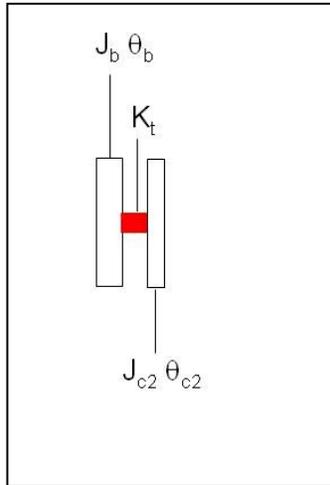


Figura 3.1.3 – Sistema reduzido à 2GDL

3.2 Determinação das equações de movimento.

Para a determinação das equações do movimento foi utilizado o método de Lagrange.

A equação (6) mostra a energia cinética (T) do sistema.

$$T = \frac{1}{2} J_b \dot{\theta}_b^2 + \frac{1}{2} J_{c2} \dot{\theta}_{c2}^2 \quad (6)$$

A equação (7) mostra a energia potencial (V) do sistema.

$$V = \frac{1}{2} K_t (\theta_b - \theta_{c2})^2 = \frac{1}{2} K_t (\theta_b^2 - 2\theta_b \theta_{c2} + \theta_{c2}^2) \quad (7)$$

A equação (8) mostra a energia dissipativa (D) do sistema.

$$D = \frac{1}{2} C (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_{c2})^2 = \frac{1}{2} C (\dot{\theta}_b^2 - 2\dot{\theta}_b \dot{\theta}_{c2} + \dot{\theta}_{c2}^2) \quad (8)$$

A equação (9) mostra a equação de Lagrange.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_{qi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_{qi}} + \frac{\partial V}{\partial \theta_{qi}} = F_i \quad (9)$$

onde q_i é o grau de liberdade individual.

Assim, substituindo as equações (6), (7) e (8) em (9) temos as seguintes equações do movimento:

$$J_b \ddot{\theta}_b + C(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_{c2}) + K_t(\theta_{c2} - \theta_b) = M_t + T_{pre} \quad (10)$$

$$J_{c2} \ddot{\theta}_{c2} + C(\dot{\theta}_{c2} - \dot{\theta}_b) + K_t(\theta_b - \theta_{c2}) = -M_t - T_{pre} \quad (11)$$

onde M_t é o torque resistivo do compressor e T_{pre} é o torque da pré carga da mola.

3.3 Determinação das inércias.

As inércias e massas são retiradas tanto dos desenhos do motor (engrenagens) quanto do compressor. Estas informações são dispostas nas legendas dos desenhos gerados no CATIA.

3.4 Determinação da rigidez.

Através do uso de um torquímetro digital, Metalac modelo TLP (faixa de 0 à 50Nm), mostrado da Figura 3.4.1, fixamos a engrenagem com sistema de redução de folga pela engrenagem movida numa bancada e levantamos a curva de torque em função do deslocamento angular, com uma taxa de 100 amostras por grau com o auxílio do software MATdaq, conforme mostra a Figura 3.4.2 através da rotação da engrenagem redutora de folga.

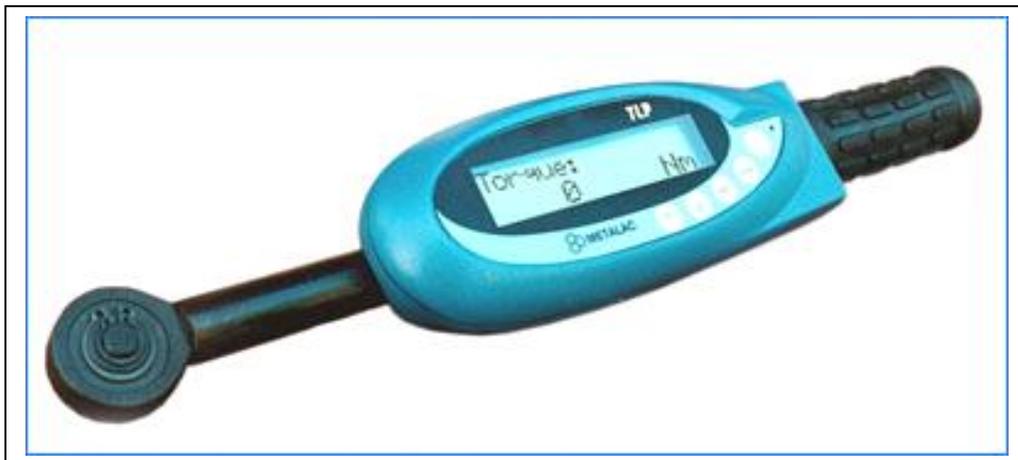


Figura 3.4.1 – Torquímetro digital

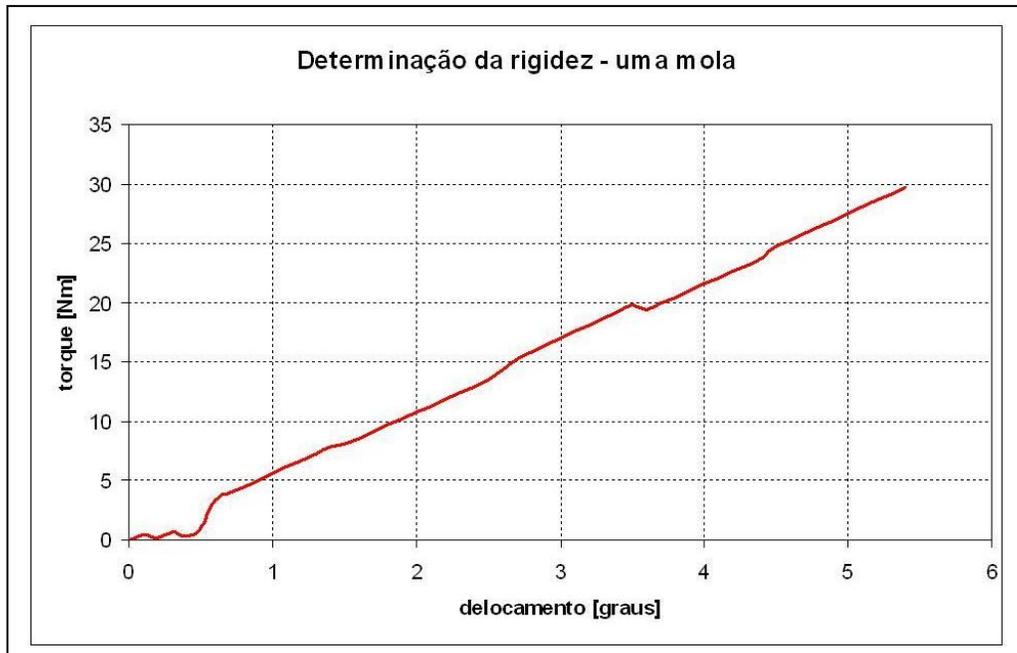


Figura 3.4.2 – Rigidez uma mola

Analisando o início da medição podemos perceber o efeito da folga do sistema no torque e após aproximadamente 0,5 graus a folga é eliminada e o torque eleva-se proporcionalmente ao deslocamento. Então analisando o trecho linear chegamos a uma rigidez de aproximadamente 5,5Nm/graus, assim convertendo as unidades, temos 315Nm/rad.

3.5 Determinação do amortecimento.

O amortecimento pode ser obtido do seguinte modo:

O fator de amortecimento ζ , pode ser obtido através da seguinte equação.

$$\zeta = \frac{C}{C_c} \tag{12}$$

A equação (13) mostra o amortecimento crítico C_c .

$$C_c = 2 \cdot J_b \cdot \omega_n \tag{13}$$

Então o amortecimento pode ser escrito substituindo a equação (12) na equação (13), obtendo a equação (14).

$$C = 2 \cdot J_b \cdot \omega_n \cdot \zeta \quad (14)$$

Tanto a frequência natural ω_n quanto o fator de amortecimento ζ podemos determiná-los experimentalmente através da análise da função resposta em frequência (FRF).

Conforme Inman(2007) o fator de amortecimento ζ pode ser estimado através da banda de meia potencia dada por:

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n} \cong 2\zeta, \quad (15)$$

onde ω_2 e ω_1 são obtidos do gráfico da FRF, traçando-se uma reta 3dB abaixo do pico da frequência natural, os pontos de interseção entre a reta e a curva da FRF fornecem as frequências ω_2 e ω_1 .

Para a determinação do amortecimento realizamos o seguinte experimento. A engrenagem com o sistema de redução de folgas estava montada com a mola de rigidez 315Nm/rad e todo o sistema montado no motor conforme condição de operação (Figura 3.5.1). Então através de teste com martelo de impacto levantamos a FRF, com uma frequência de amostragem de 5kHz, resolução e frequência de 1,5 Hz. Para tal utilizamos os seguintes equipamentos descritos na tabela 3.5.1.

Tabela 3.5.1 – Equipamentos para teste com martelo de impacto

Equipamento	Marca	Modelo/tipo	Observação
Martelo de impacto	Bruel&Kjaer	8202	Utilizado ponta de aço
Amplificador de carga	PCB	422E12	
Acelerômetro	PCB	357A09	Uniaxial
Analizador de espectros	LMS	Pimento	

A excitação foi realizada na engrenagem redutora de folga, no 3º dente anterior ao dente que o acelerômetro estava fixo, na direção radial e no sentido de trabalho. A Figura 3.5.1 mostra a localização da excitação e da resposta do sistema montado do motor.

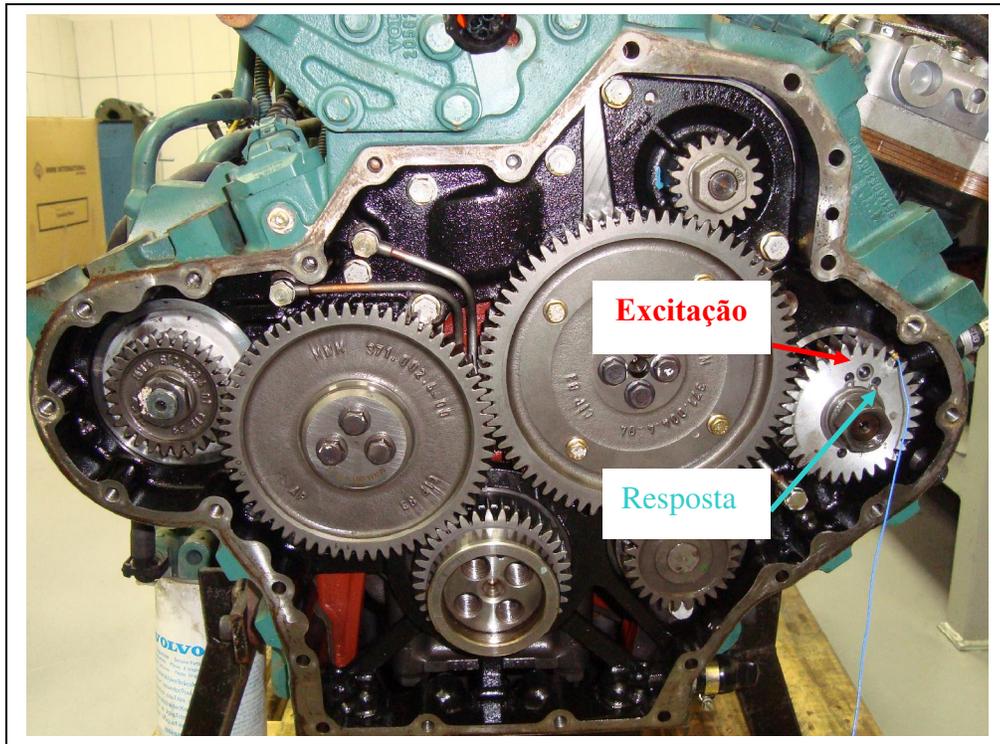


Figura 3.5.1 – Localização da excitação e resposta do sistema montado no motor

Resultados.

A FRF do sistema completo montado no motor é apresentada na Figura 3.5.2.

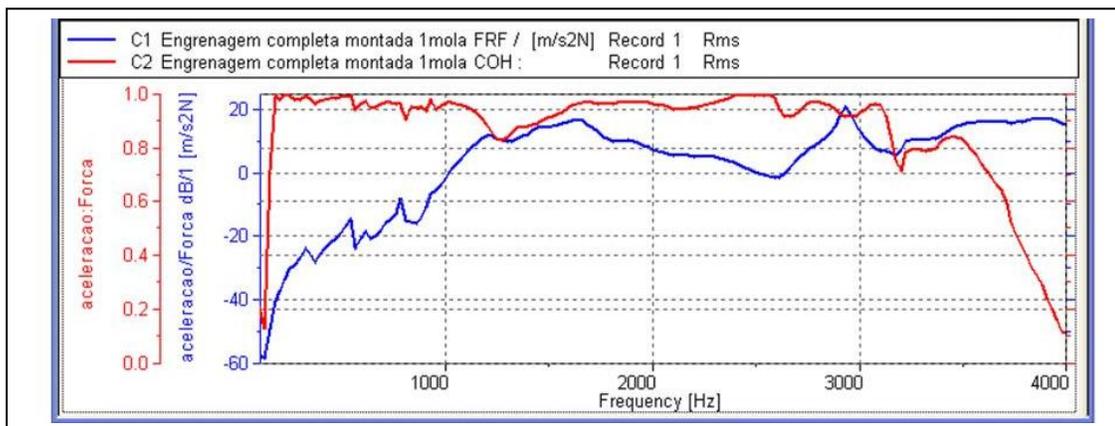


Figura 3.5.2 – FRF e Coerência do sistema montado no motor

Analisando a Figura 3.5.2 identificamos a primeira frequência natural do sistema completo montado como a frequência natural (ω_n) de 317 Hz.

Então através da FRF da Figura 3.5.2 e da equação (15) podemos calcular o fator de amortecimento ζ . Assim pelo ponto de meia potencia temos que $\zeta=0,16$.

Logo, uma vez conhecidos os valores de ω_n e ζ calculamos o amortecimento através da equação (14). Sendo assim o valor de $C=3\text{Nms/rad}$.

3.6 Determinação das excitações.

O torque de excitação que consideraremos será apenas o torque resistivo do compressor.

O torque do motor pode ser desprezado em função do resultado do experimento descrito a seguir.

Baseado na literatura nos sugere que o mecanismo gerador do ruído é oriundo dos impactos no dentado que se reverte em vibração nos mancais e posteriormente da carcaça, então o ponto de medição das acelerações é na caixa de engrenagens (Figura 3.6.1) na direção(X) axial ao motor e também as oscilações de rotação tanto da engrenagem motora do compressor quanto da movida NP (Figura 3.6.2).

Os ensaios foram feitos com o motor operando em marcha lenta, 800rpm \pm 50rpm, tanto com combustão quanto posteriormente sem combustão. E para operá-lo sem combustão utilizamos um motor elétrico. Para controlar a rotação foi utilizado um inversor de frequência. Já para transmitir o movimento, rotação, foi conectado a um eixo cardan com proteção. Para introduzirmos carga ao compressor utilizamos uma bancada de teste. A Figura 3.6.3 mostra uma tomada geral da instalação. E o equipamento de coleta e análise dos dados (Figura 3.6.4).

Assim a bancada de teste do compressor operava modulando a pressão da linha entre 3,5 e 12 bar. Ou seja, toda vez que a pressão atinge o nível de 12bar, devido ao bombeamento do compressor, a válvula de alívio abre diminuindo a pressão do reservatório até 3,5bar. Quando a válvula de alívio é fechada o compressor volta a operar em ciclo de carga.

Se inicialmente esperamos um aumento dos níveis de vibração na banda de 1 á 5 kHz então os dados de aceleração e as velocidades angulares devem ser adquiridos no tempo com pelo menos o dobro da frequência de interesse, ou seja, a frequência de amostragem utilizada foi de 12,5 kHz.

Como o sinal não é periódico, então para a obtenção dos espectrogramas estes dados foram posteriormente processados usando uma janela Hanning, pois possuem um compromisso entre amplitude e frequência interessante. Já com tamanho do bloco 16384 resultando numa resolução de 0,763 Hz podemos diferenciar entre as harmônicas do motor e do compressor.

Os equipamentos e sensores utilizados encontram-se na tabela 3.6.1

Tabela 3.6.1 – Equipamentos para teste com e sem combustão

Equipamento	Marca	Modelo/tipo	Observação
Acelerômetro	PCB	353B16	Direção X
Sensor de rotação	Turotest	300 188	
Motor elétrico AC	WEG	100cv 250 S/M	
Inversor de frequência	WEG	CFW09	
Eixo cardan	Vulcan	CX50	
Bancada de carga para compressor			Feita internamente na MWM, basicamente reproduz parcialmente o sistema do caminhão
Analizador de espectros	LMS	Pimento	



Figura 3.6.1 – Posicionamento do acelerômetro na caixa de engrenagens

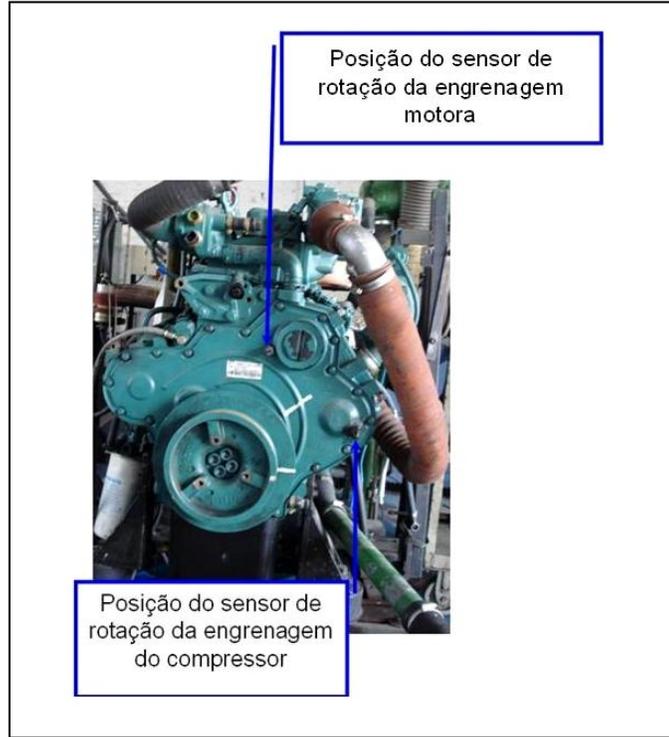


Figura 3.6.2 – Posicionamento dos sensores de rotação

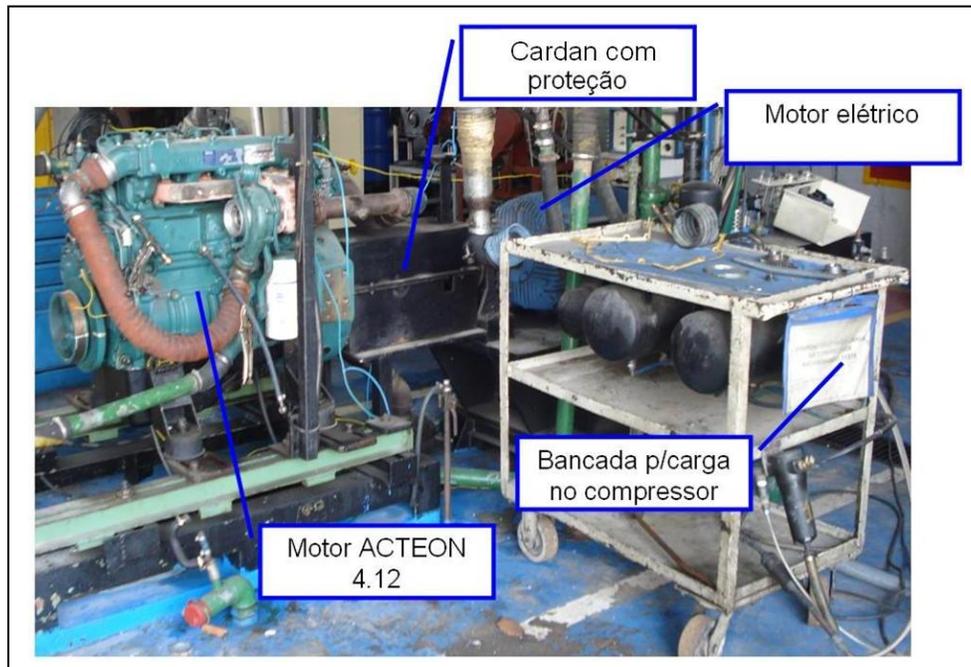


Figura 3.6.3 – Tomada geral da instalação



Figura 3.6.4 – Analisador de vibrações Pimento

Resultados.

A Figura 3.6.5, mostra o comparativo de vibrações na caixa de engrenagens com e sem combustão desde a fase sem carregamento até o final da fase de carregamento do compressor.

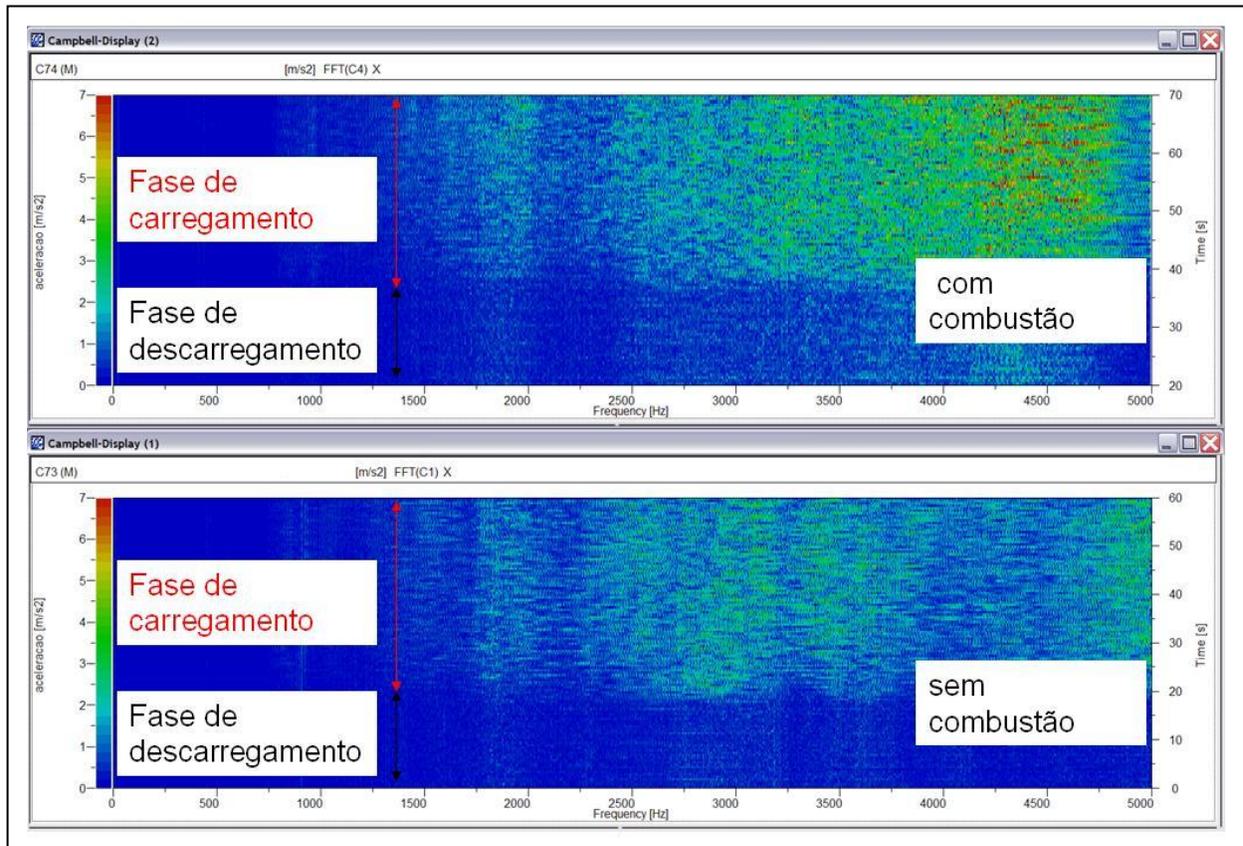


Figura 3.6.5 – Comparativo de vibrações da caixa de engrenagens com e sem combustão

A análise da Figura 3.6.5 mostra que os 20 segundos iniciais de cada teste representam à fase de descarregamento do compressor e os 30 segundos restantes a fase de carregamento. Podemos notar que tanto com ou sem combustão a resposta de vibração da estrutura, é sensível a fase de operação do compressor. Provavelmente o acréscimo de vibração entre 3 e 5kHz no teste com combustão deve-se a resposta da estrutura devido a combustão.

A Figura 3.6.6 mostra o comparativo de oscilação de rotação da engrenagem do compressor de ar com e sem combustão.

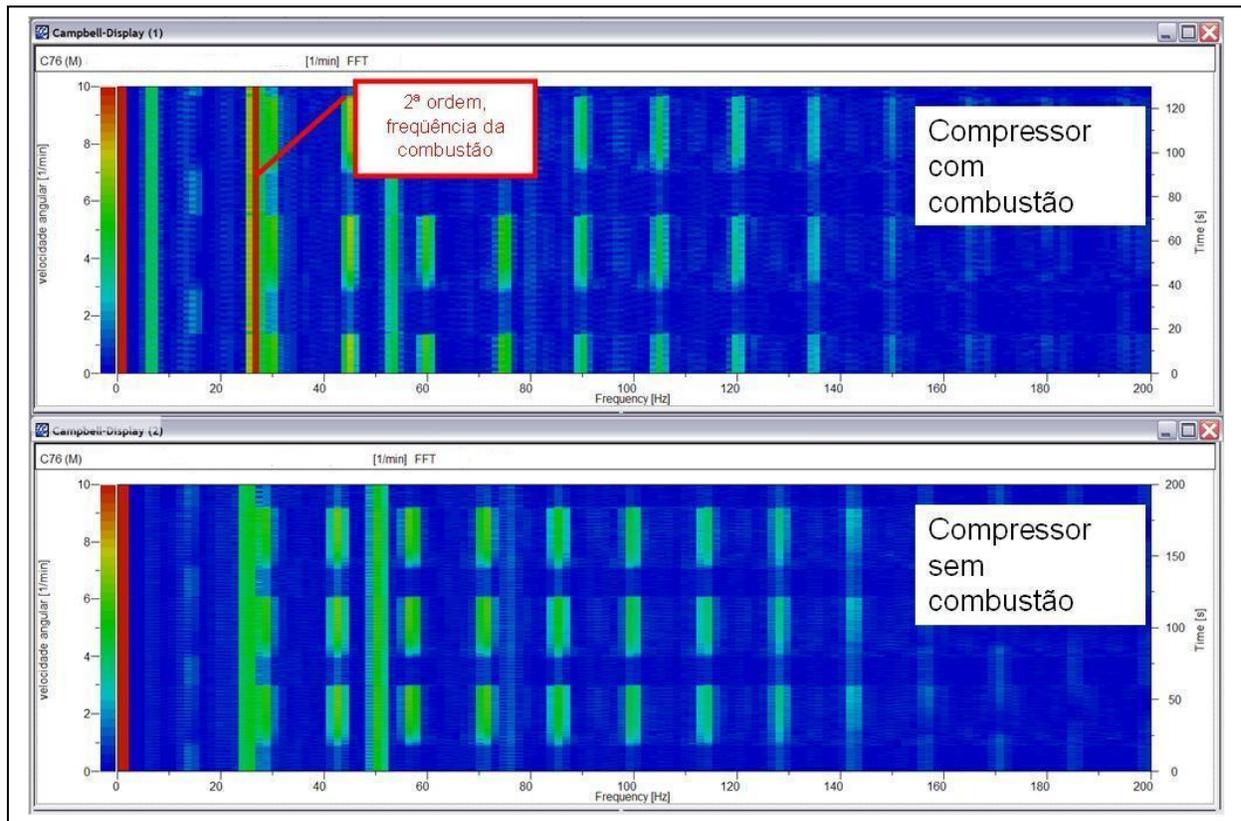


Figura 3.6.6 – Comparativo de rotação da engrenagem do compressor com e sem combustão

A análise da Figura 3.6.6 mostra com exceção das harmônicas do motor, 2ª ordem(26,6Hz) e suas múltiplas, que a oscilação de rotação da engrenagem do compressor é similar independente da combustão.

Como o motor em estudo é um quatro cilindros a quatro tempos, então sua harmônica fundamental é a 2ª ordem. A frequência da 2ª ordem é calculada dividindo-se a rotação do motor por 60, obtendo então a frequência em Hertz e posteriormente multiplicando-se por 2 pois se trata da 2ª ordem.

A Figura 3.6.7 mostra o comparativo de oscilação de rotação da engrenagem motora do compressor de ar com e sem combustão.

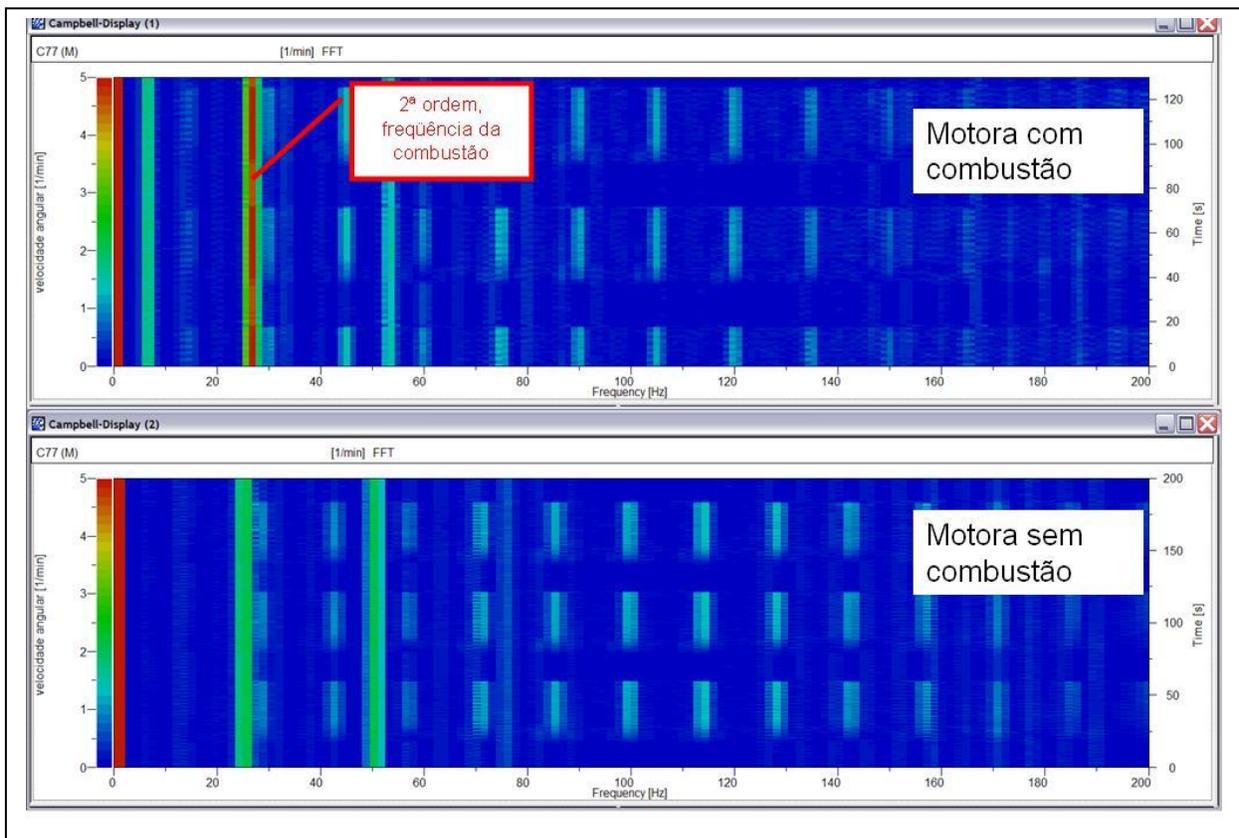


Figura 3.6.7 – Comparativo de rotação da engrenagem do compressor com e sem combustão

A análise da Figura 3.6.7 mostra com exceção das harmônicas do motor, 2ª ordem (26,6 Hz) e suas múltiplas, que a oscilação de rotação da engrenagem motora do compressor é similar independente da combustão.

A Figura 3.6.8 mostra o comparativo de oscilação de rotação do par de engrenagens do compressor de ar com combustão.

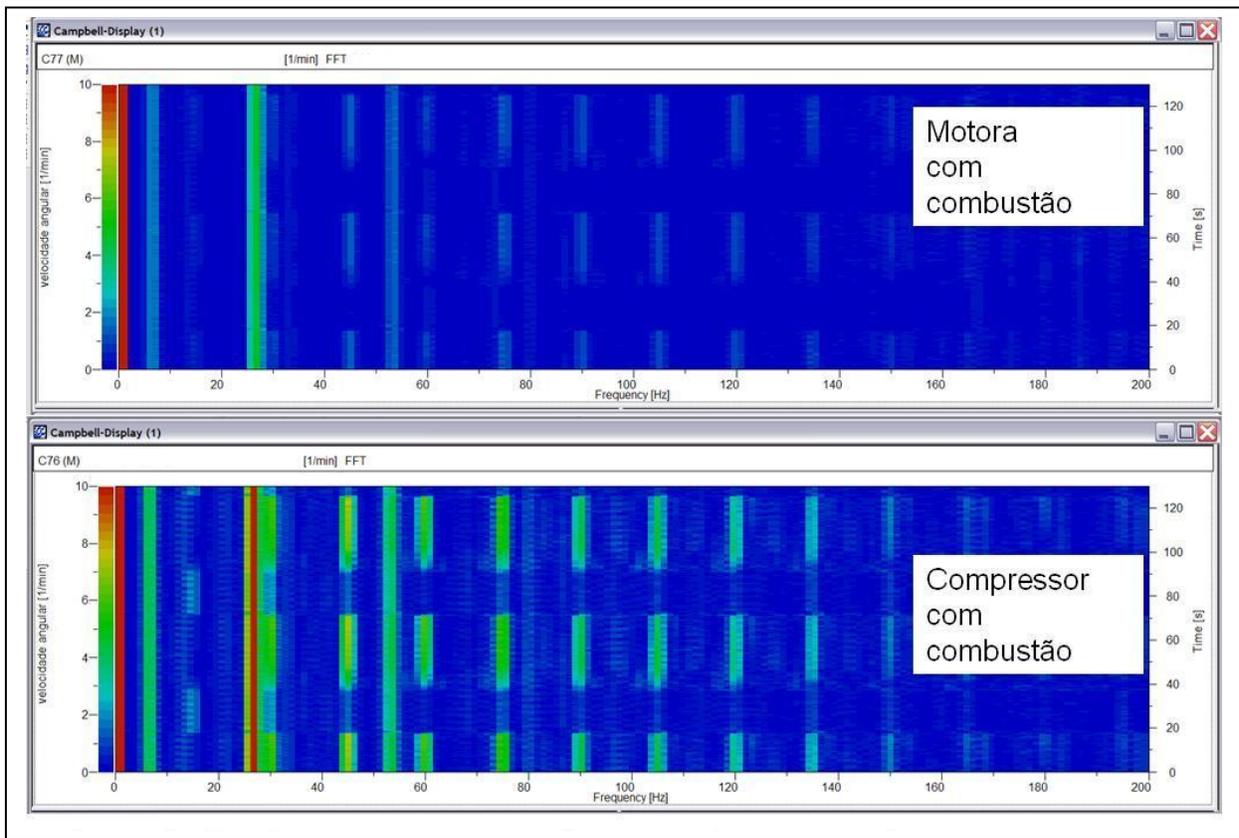


Figura 3.6.8 – Comparativo de rotação do par de engrenagens do compressor com combustão

A análise da Figura 3.6.8 mostra que a oscilação de rotação da engrenagem do compressor com combustão é maior que da engrenagem motora. Vide por exemplo a frequência de 45 Hz onde temos 2 rpm) na engrenagem motora versus 7,5 rpm na engrenagem do compressor.

A Figura 3.6.9 mostra o comparativo de oscilação de rotação do par de engrenagens do compressor de ar sem combustão.

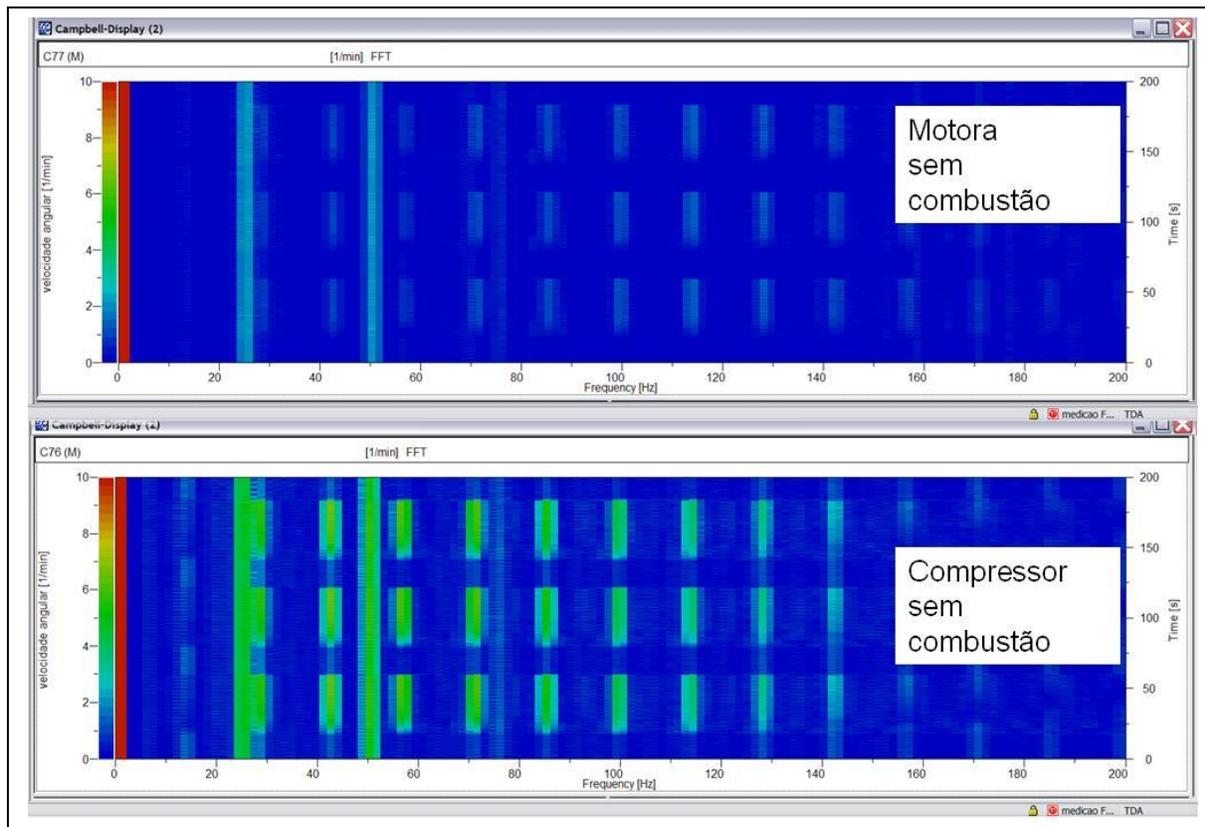


Figura 3.6.9 – Comparativo de rotação do par de engrenagens do compressor sem combustão

A análise da Figura 3.6.9 mostra que a oscilação de rotação da engrenagem do compressor sem combustão é maior que da engrenagem motora.

Então podemos concluir que, se tanto a vibração da caixa de engrenagens é similar com e sem combustão e as oscilações de rotação também, aliadas ao fato de que a engrenagem do compressor apresenta maior oscilação de rotação do que a motora, podemos considerar que o torque de excitação do compressor é a maior excitação do sistema e assim desprezar o torque do motor na engrenagem motora.

O cálculo do torque resistivo do compressor (M_t) será análogo ao cálculo de um motor mono cilíndrico, segundo Mendes(2005) primeiro analisaremos a cinemática do sistema biela manivela e posteriormente os esforços dinâmicos para daí sim compor o torque do compressor (M_t).

Cinemática do sistema biela manivela

A Figura 3.6.10 representa o sistema biela manivela.

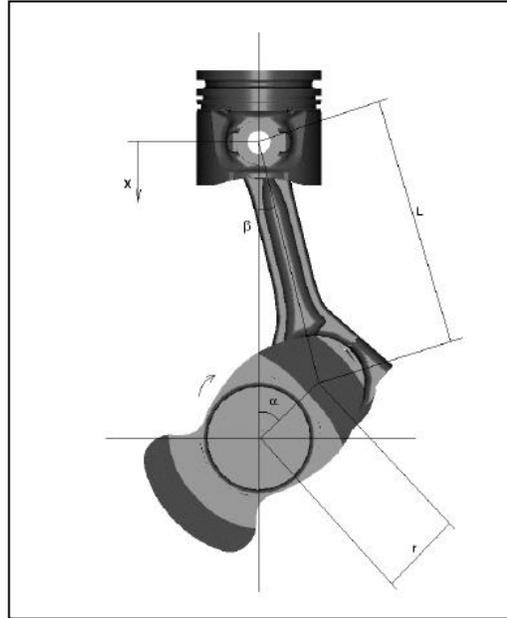


Figura 3.6.10 – Sistema biela manivela

A posição instantânea do pistão em relação ao PMS, equação (16), pode ser escrita em função dos ângulos e dimensões destacados na Figura 3.6.10.

$$x = (r + L) - (r \cdot \cos \alpha + L \cos \beta) \quad (16)$$

Simplificando temos:

$$x = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \quad (17)$$

Podemos obter o ângulo da biela β em função do ângulo do virabrequim α . Chamando de λ , a relação entre o meio curso da árvore de manivelas e o comprimento da biela, temos:

$$\text{sen} \beta = \frac{r}{L} \cdot \text{sen} \alpha \Rightarrow \text{sen} \beta = \lambda \cdot \text{sen} \alpha$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha} \quad (18)$$

$$\therefore x = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha}\right) \quad (19)$$

Expandindo em série a expressão da equação 18, teremos:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha - \frac{1}{8} \lambda^4 \cdot \text{sen}^4 \alpha - \frac{1}{16} \lambda^6 \cdot \text{sen}^6 \alpha + \dots$$

A partir das relações trigonométricas:

$$\text{sen}^2 \alpha = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\alpha;$$

$$\text{sen}^4 \alpha = \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\alpha + \frac{1}{8} \cos 4\alpha;$$

$$\text{sen}^6 \alpha = \frac{5}{16} - \frac{15}{32} \cos 2\alpha + \frac{3}{16} \cos 4\alpha - \frac{1}{32} \cos 6\alpha;$$

E fazendo as devidas substituições, termos finalmente à seguinte expressão:

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4} \cos 2\alpha + \frac{\lambda^4}{64} \cos 4\alpha - \frac{\lambda^6}{512} \cos 6\alpha + \dots$$

Portanto, a equação que descreverá o movimento do pistão em relação ao PMS pode ser escrita da seguinte forma, desconsiderando-se os termos superiores à segunda ordem:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L \cdot \frac{\lambda^2}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (20)$$

Agora podemos obter as equações de velocidade e aceleração instantâneas do pistão, como segue:

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dx}{d\alpha};$$

$$a = \ddot{x} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\alpha};$$

Onde a velocidade angular da árvore de manivelas ω , pode ser expressa como:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{60}; \text{ com } f = [\text{rpm}]$$

Derivando a equação (20), teremos:

$$v = \omega \cdot r \cdot \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (21)$$

Derivando a equação (21), teremos:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (22)$$

Se usarmos mais termos da serie podemos considerar a seguinte equação para obtenção da aceleração:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\alpha \right) \quad (23)$$

Uma vez determinada a aceleração instantânea do pistão, podemos determinar os esforços dinâmicos necessários para o calculo do torque.

Esforços dinâmicos – Forças de inércia

Existem dois tipos de forças inerciais que atuam no sistema biela-manivela. As massas envolvidas podem ser reduzidas e separadas basicamente em dois tipos, sendo uma primeira de movimento puramente rotativo e outra que descreve um movimento linear alternativo.

Forças de inércia alternativas

São esforços decorrentes do movimento das massas alternativas. Essas massas podem ser consideradas como sendo a soma das massas do pistão incluindo pino, anéis, travas e a massa alternativa da biela. A divisão das massas da biela será explicada na seqüência.

A obtenção da força de inércia alternativa é dada pela seguinte expressão:

$$F_{ia} = m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\alpha \right) \quad (24)$$

A consideração apenas dos termos de primeira e segunda ordens para o cálculo da força de inércia alternativa, não implica numa redução significativa na precisão dos cálculos. Foi observado que a diferença entre esses valores é menor que 0,55%.

Forças de inércia rotativas

São forças geradas pelas massas que possuem movimento puramente rotativo. Podem ser consideradas como sendo a soma da massa rotativa da biela com a massa da manivela do virabrequim.

A força de inércia rotativa pode ser obtida através da equação (25):

$$F_{ir} = m_r \cdot \omega^2 \cdot r \quad (25)$$

A biela, como visto, pode ser dividida em duas massas equivalentes, uma que irá descrever um movimento alternativo e outra de movimento rotativo puro. Utilizaremos as seguintes relações para essa divisão, conforme a Figura 3.6.11 abaixo:

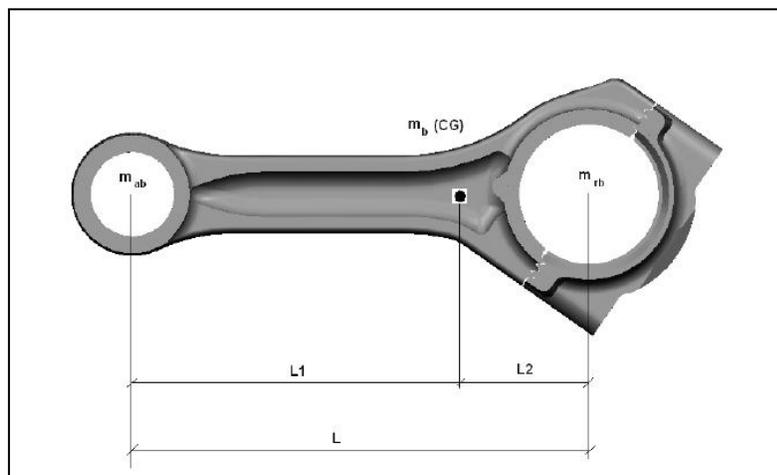


Figura 3.6.11 – Divisão das massas da biela

$$m_{ab} = \frac{m_b L_2}{L}; m_{rb} = \frac{m_b L_1}{L}$$

Esforços dinâmicos – força do gás

Através da curva de pressão interna do cilindro em função do angula da arvore de manivelas, é possível calcular a força instantânea atuante no pistão. A curva de pressão foi obtida através de um experimento.

A curva $p=f(\alpha)$ foi obtida através de da utilização de um transdutor de pressão piezo elétrico Kistler modelo 612SB instalado no cabeçote do compressor. Um sinal de referencia do PMS, através de um sensor magnético de rotação, Turotest 300 188, que gera um pulso toda vez que o pistão encontra-se no PMS, também foi usado para que se obtenha o ângulo instantâneo da arvore de manivelas em relação ao PMS do pistão.

A Figura 3.6.12 ilustra a pressão interna do cilindro ao longo do ângulo da arvore de manivelas.

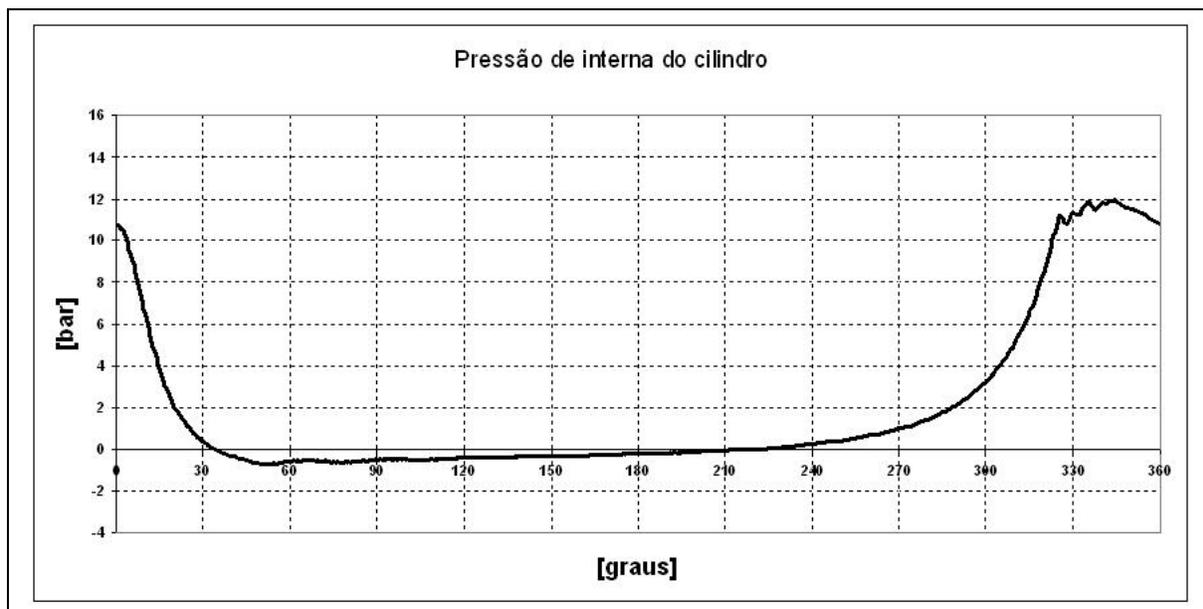


Figura 3.6.12 – Curva $p=f(\alpha)$ para a rotação de marcha lenta

A força atuante no pistão devido ao gás para um determinado valor de pressão pode ser obtida através da equação (26).

$$F_g = p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (26)$$

Forças resultantes na manivela

A Figura 3.6.13 mostra os esforços atuantes na árvore de manivelas.

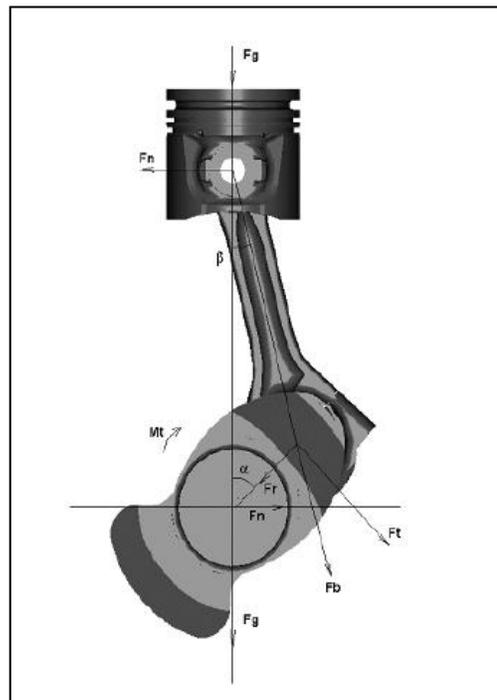


Figura 3.6.13 – Esforços atuantes na árvore de manivelas

Conforme a Figura 3.6.13, podemos observar que com a decomposição da força no pistão, surgirão duas componentes que irão atuar no moente do virabrequim (eixo da árvore de manivelas que se conecta à biela). Uma radial que irá promover a flexão das manivelas e outra tangencial que será a responsável pela geração de torque no motor. Será apresentado a seguir o

equacionamento dessas forças, porém, apenas as forças tangenciais terão importância para o cálculo do torque resistivo do compressor.

A força tangencial, indicada na Figura 3.6.13, decorrente da pressão de combustão será:

$$F_{tp} = F_g \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (27)$$

E a força tangencial devido às forças de inércia, que foi obtida pela da equação (24), será:

$$F_{ta} = F_{ia} \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (28)$$

Assim a força tangencial resultante que atua no moente é:

$$\vec{F}_t = \vec{F}_{tp} + \vec{F}_{ta} \quad (29)$$

Para a força radial resultante, podemos usar a mesma metodologia.

$$F_{rp} = F_g \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (30)$$

$$F_{ra} = F_{ia} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (31)$$

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{rp} + \vec{F}_{ra} \quad (32)$$

O torque de excitação é uma função do ângulo do virabrequim e será calculado pela equação:

$$M_t = F_t \cdot r, \quad (33)$$

onde F_t é a força tangencial obtida pela equação (29).

Assim, uma vez obtido o torque em função do ângulo da manivela, basta considerar a rotação de marcha lenta do motor com a respectiva relação de transmissão para o compressor e teremos o torque resistivo do compressor em função do tempo.

Podemos analisar o torque do compressor através de transformada Fourier. A Figura 3.6.14 mostra a análise espectral da excitação do sistema o qual apresenta as maiores amplitudes abaixo de 120Hz.

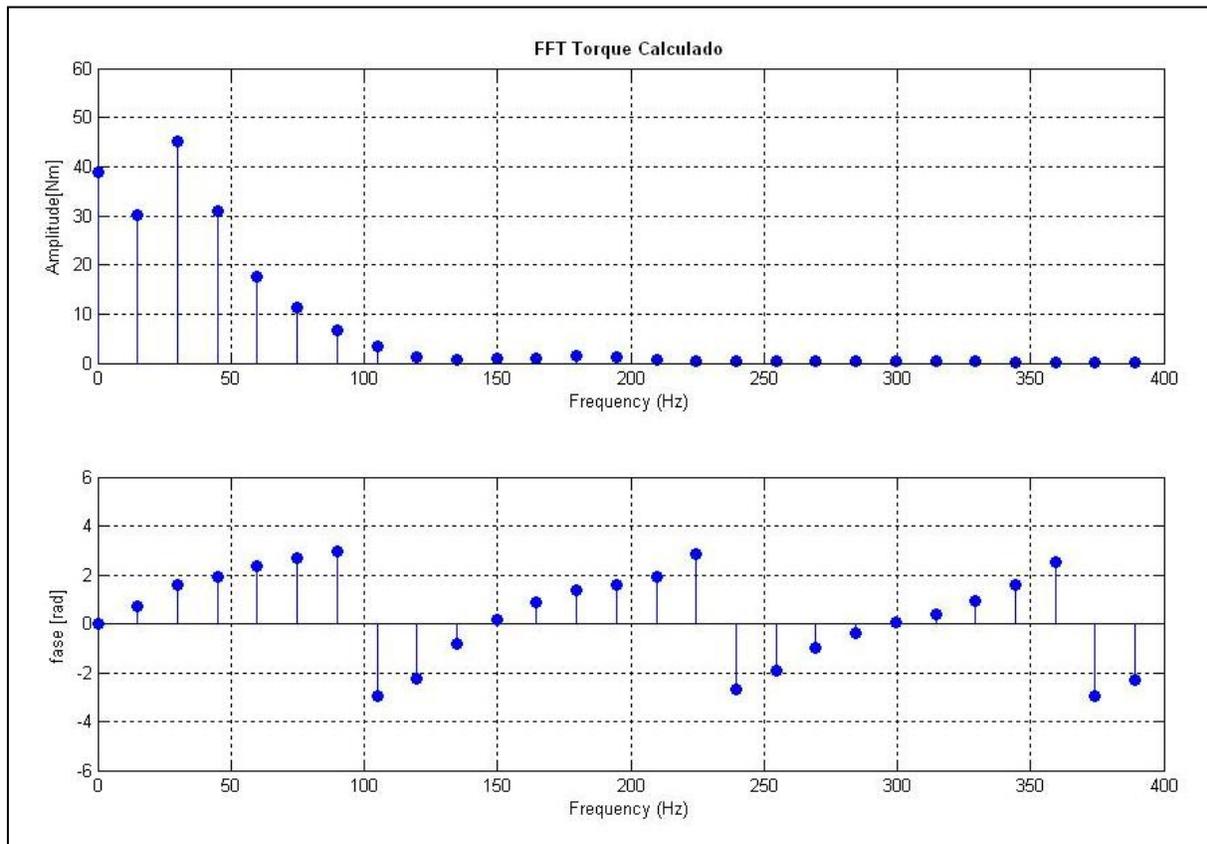


Figura 3.6.14 – Análise espectral do torque do compressor

Aliado ao fato de que as experiências anteriores mostraram que as frequências de oscilação das engrenagens também são baixas, menor que 120 Hz, utilizamos apenas 8 harmônicos.

Assim o torque do compressor pode ser escrito como uma equação de serie de cossenos conforme mostrado a seguir.

$$M(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^8 A_n \cdot \cos(n\omega \cdot t + \varphi) \quad (34)$$

A Figura 3.6.15 mostra o comparativo da curva original versus a curva com 8 harmônicos.

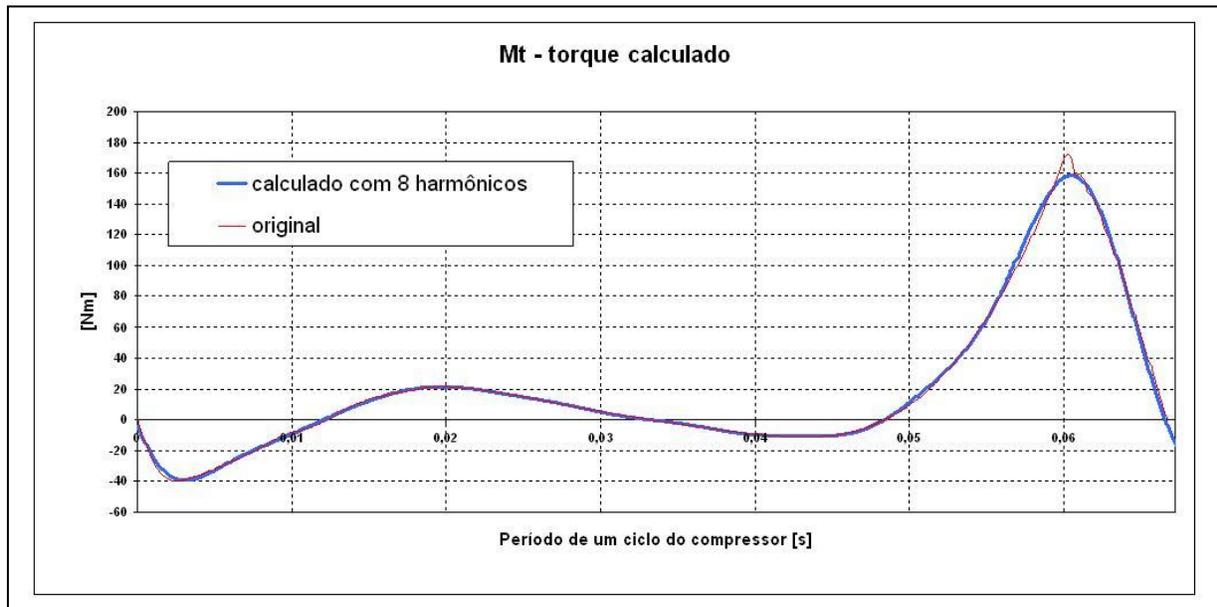


Figura 3.6.15 – Comparativo da curva original versus a curva com 8 harmônicos

Analisando a Figura 3.6.15, podemos perceber que a curva com 8 harmônicos apresenta uma diferença de 13Nm no pico de torque, sendo que a amplitude é da ordem de 211Nm pico a pico durante todo o ciclo, ou seja, uma diferença de aproximadamente 6,16% . Então podemos considerar que com 8 harmônicos representamos aproximadamente o torque resistivo do compressor.

Sendo assim já temos as equações do movimento e a excitação do torque do compressor.

3.7 Resultado da simulação.

Para a solução das equações do movimento utilizaremos um método numérico, Runge-Kutta, numa rotina em Matlab através do comando ODE45, vide apêndice A. Porém para usarmos o comando ODE45 é necessário usar uma equação diferencial de 1ª ordem, então foram

reduzidas à 1ª ordem as equações de movimento que eram inicialmente de 2ª ordem. Finalmente temos os seguintes resultados para o período de um ciclo do compressor.

A Figura 3.7.1 mostra os deslocamentos das engrenagens do compressor, movida (c1) e redutora de folga (c2), com uma rigidez de 315Nm/rad, pré carga da mola de 22,5Nm e amortecimento de 3Nms/rad.

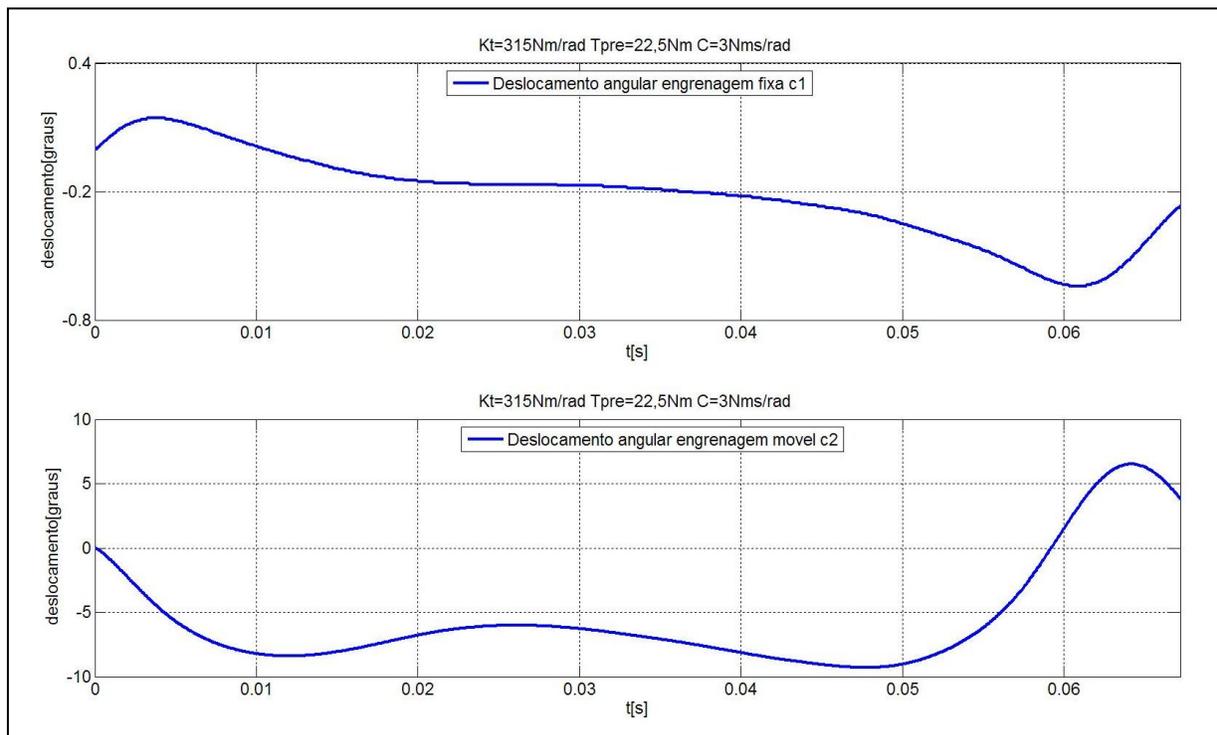


Figura 3.7.1 – Deslocamentos das engrenagens do compressor com uma mola

Analisando a Figura 3.7.1 percebemos que o deslocamento angular da engrenagem redutora de folga (c2) é maior que da movida(c1).

A Figura 3.7.2 mostra os espectros de velocidades das engrenagens do compressor, movida (c1) e redutora de folga (c2), com uma rigidez de 315Nm/rad, pré carga da mola de 22,5Nm e amortecimento de 3Nms/rad.

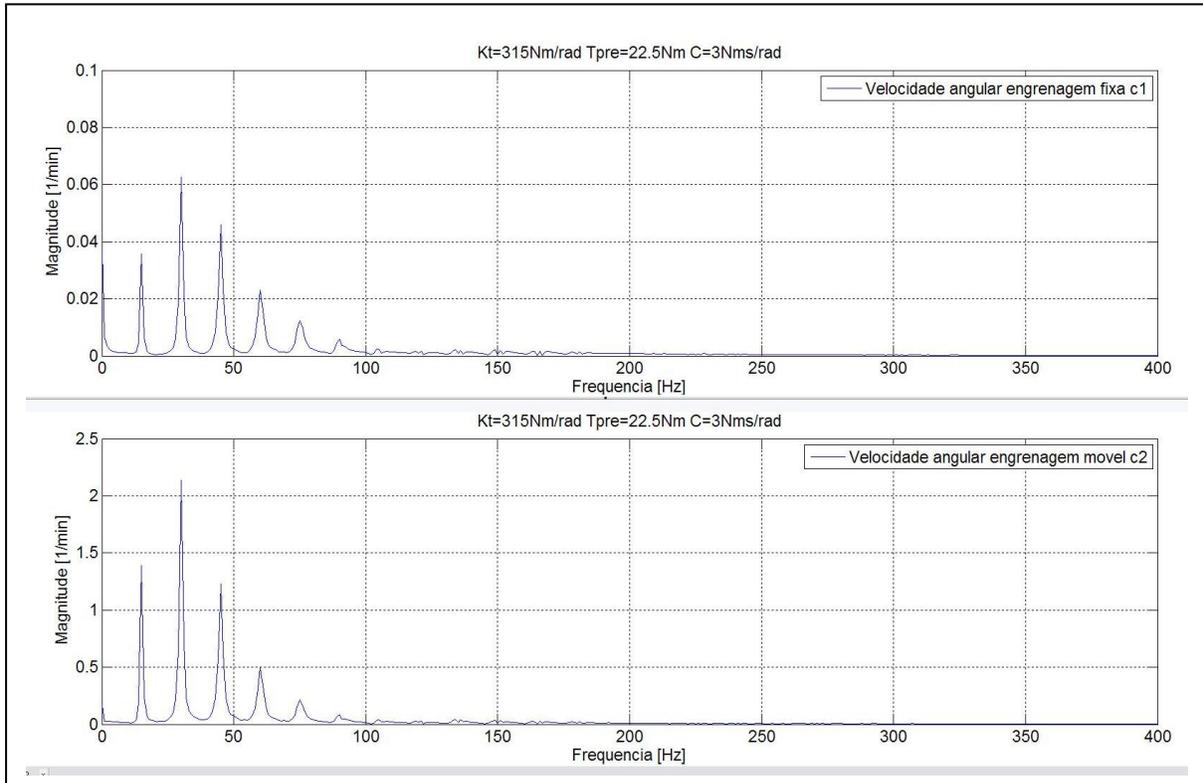


Figura 3.7.2 – Espectros de velocidades das engrenagens do compressor com uma mola

Analisando a Figura 3.7.2 percebemos que a engrenagem redutora de folga (c2) apresenta maior oscilação de velocidade que da movida(c1).

Assim podemos estudar o efeito da rigidez, se considerarmos uma associação de molas em paralelo teremos o dobro da rigidez.

A Figura 3.7.3 mostra os deslocamentos das engrenagens do compressor, movida (c1) e redutora de folga (c2), com uma rigidez de 630Nm/rad , pré carga da mola de 45Nm e amortecimento de 3Nms/rad .

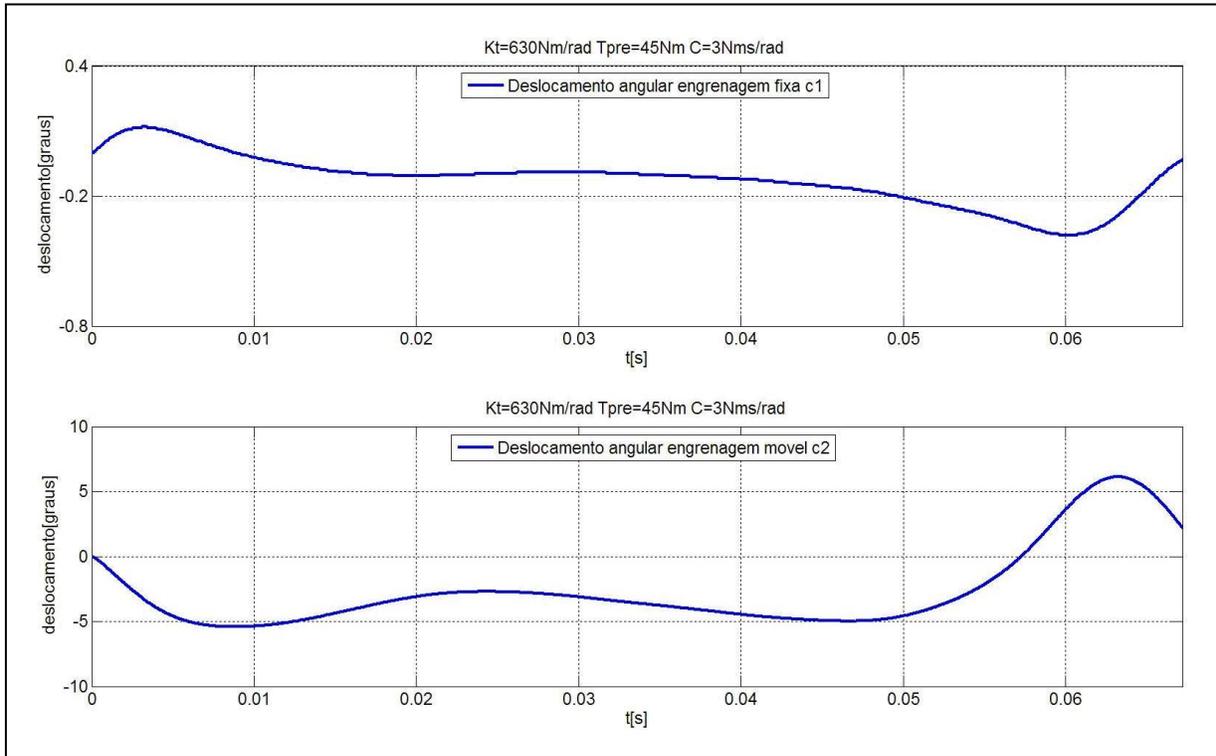


Figura 3.7.3 – Deslocamentos das engrenagens do compressor com duas molas

Analisando a Figura 3.7.3 percebemos que o deslocamento angular da engrenagem redutora de folga (c2) é maior que da movida (c1).

A Figura 3.7.4 mostra os espectros de velocidades das engrenagens do compressor, movida (c1) e redutora de folga (c2), com uma rigidez de 630Nm/rad , pré carga da mola de 45Nm e amortecimento de 3Nms/rad .

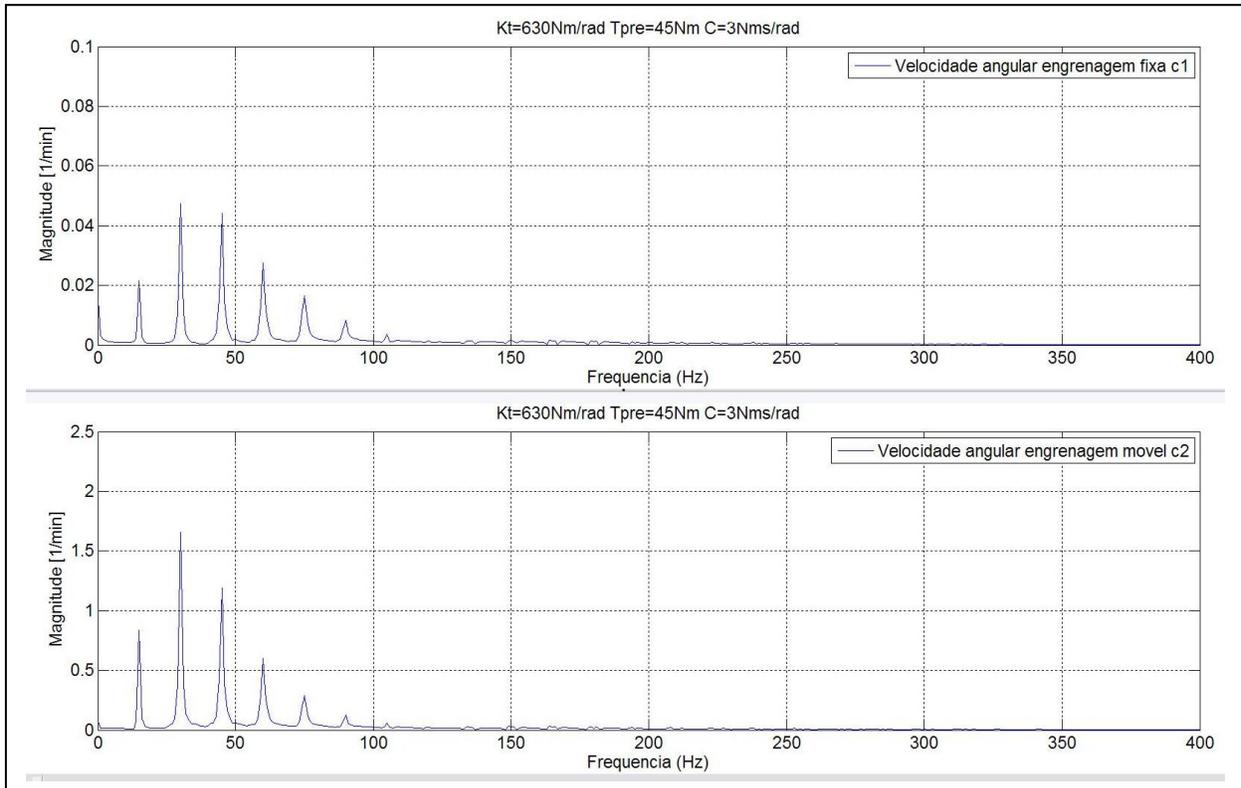


Figura 3.7.4 – Espectros de velocidades das engrenagens do compressor com duas molas

Analisando a Figura 3.7.4 percebemos que a engrenagem redutora de folga (c2) apresenta maior oscilação de velocidade que a movida (c1).

Analisando os espectros de velocidades das engrenagens com rigidez de 315 e 630Nm/rad, Figuras 3.7.2 e 3.7.4, podemos perceber que o sistema responde conforme as frequências de excitação do torque do compressor, sendo que a frequência dominante é a de 30Hz, e que ao aumentarmos a rigidez à oscilação de velocidade é menor tanto na engrenagem movida quanto na redutora de folga.

Ao analisar os deslocamentos das engrenagens com rigidez de 315 e 630Nm/rad, Figuras 3.7.1 e 3.7.3, podemos perceber que ao aumentarmos a rigidez também reduzimos a oscilação de deslocamento que é menor tanto na engrenagem movida quanto na redutora de folga.

Engrenagem movida, 0,9 graus pico a pico com uma mola versus 0,6 graus pico a pico com duas molas.

Engrenagem redutora de folga, 15 graus pico a pico com uma mola versus 11 graus pico a pico com duas molas.

Assim como já vimos na literatura, se temos menos oscilação de deslocamentos e velocidades temos também menos choques entre os dentes, acarretando em menos vibração e ruído. Então verificaremos estes efeitos através de experimentos nos próximos capítulos.

Capítulo 4

Análise Experimental das Oscilações de Deslocamentos e Velocidades.

Neste capítulo estudaremos as oscilações dos deslocamentos e velocidades de maneira experimental a fim de verificar a validade do modelo e entender os efeitos reais no motor.

Então para quantificar os deslocamentos e velocidades do par de engrenagens do compressor do motor ACTEON 4.12 utilizamos os equipamentos descritos na tabela 4.1.

Tabela 4.1- Equipamentos determinação das oscilações de deslocamentos e velocidades

Equipamento	Marca	Modelo/tipo	Observação
Sensor de rotação	Turotest	300 188	
Sala de teste dinamométrica			dimensões: altura de 4,5m, largura de 3,2m e comprimento de 5m
Bancada de carga para compressor			Feita internamente na MWM, basicamente reproduz parcialmente o sistema do caminhão
Analizador de espectros	LMS	Pimento	

O motor foi ensaiado na rotação de marcha lenta, 800rpm, com o compressor de ar conectado à bancada de teste para aplicar carga no compressor. A bancada de teste do compressor opera modulando a pressão da linha entre 3,5 e 12 bar. Ou seja, toda vez que a pressão atinge o nível de 12bar, devido ao bombeamento do compressor, a válvula de alívio abre diminuindo a pressão até 3,5bar. Quando a válvula de alívio é fechada o compressor volta a operar em ciclo de carga.

O ensaio foi realizado com três configurações distintas do par de engrenagens do compressor, as configurações eram:

Engrenagem do compressor normal de produção e com sistema de eliminação de folga automático com duas rigidezes distintas 315Nm/rad e 630Nm/rad.

Assim os sensores de velocidade angular, rotação, foram posicionados conforme mostra a Figura 4.1.

Para a coleta e análise dos dados foi utilizado o analisador de espectros LMS Pimento, com a seguinte frequência de amostragem, 50 kHz.

Para a obtenção dos espectrogramas estes dados foram posteriormente processados usando uma janela Hanning, tamanho do bloco 32768 resultando numa resolução de 1,53 Hz.

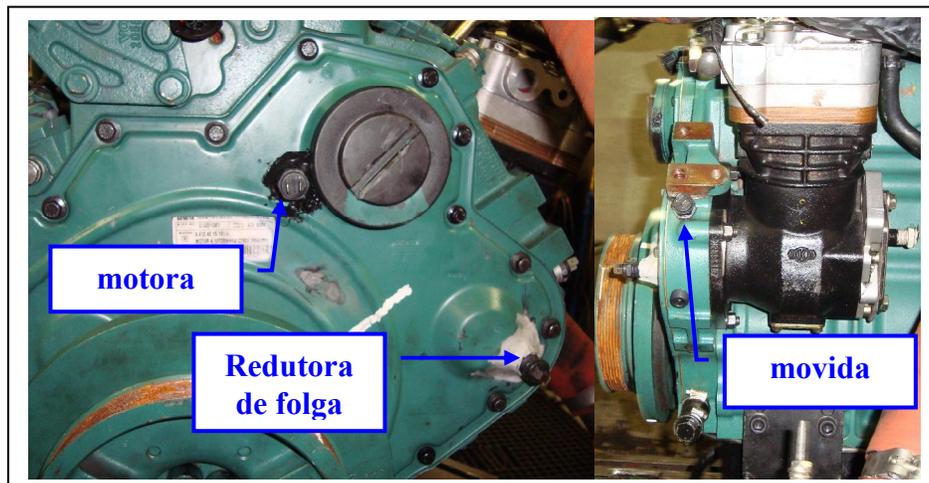


Figura 4.1 – Posicionamento dos sensores de rotação magnéticos

Resultados.

A Figura 4.2 mostra os espectros de velocidades da engrenagem motora, quando a engrenagem do compressor é NP, ao longo do ciclo de operação do compressor.

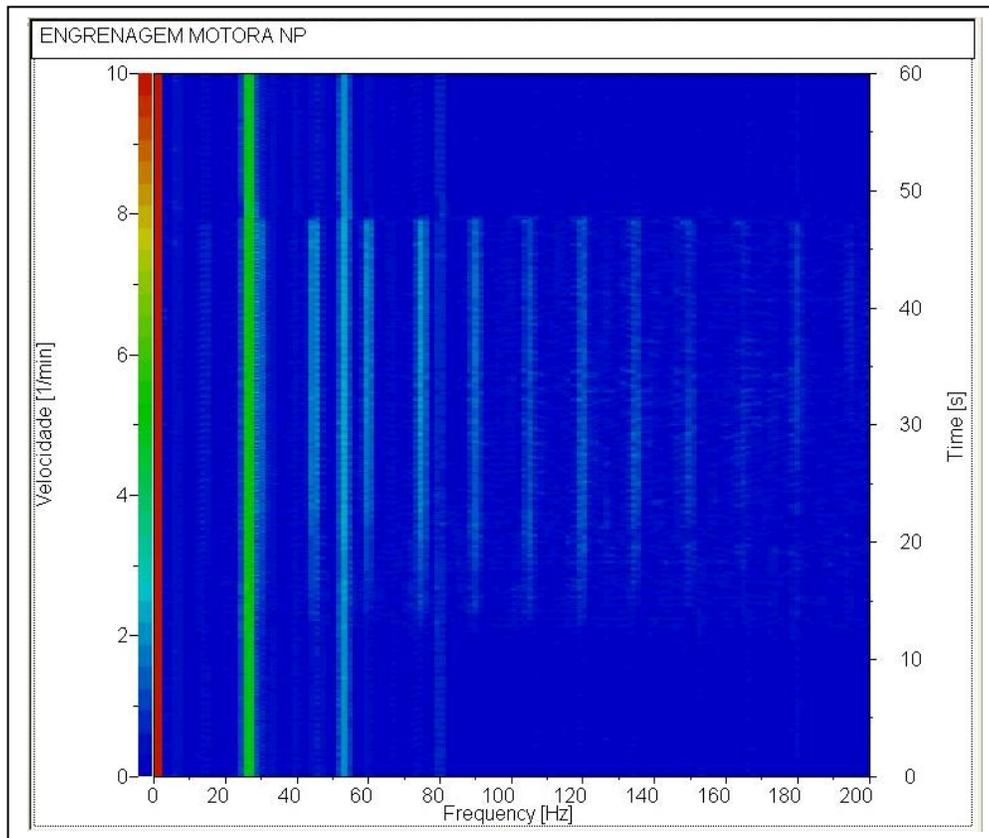


Figura 4.2 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com engrenagem do compressor NP

A Figura 4.2 mostra que a partir dos 12s o compressor entra na fase de carregamento e após os 48s volta a operar na fase de descarregamento. Podemos notar a flutuação de rotação do motor devido à combustão, 26 Hz e suas harmônicas, constantes independentemente do ciclo de operação do compressor. Mas também podemos perceber as frequências de excitação do compressor múltiplas de 15 Hz variando progressivamente com a fase de operação.

A Figura 4.3 mostra os espectros de velocidades da engrenagem motora, quando a engrenagem do compressor apresenta sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

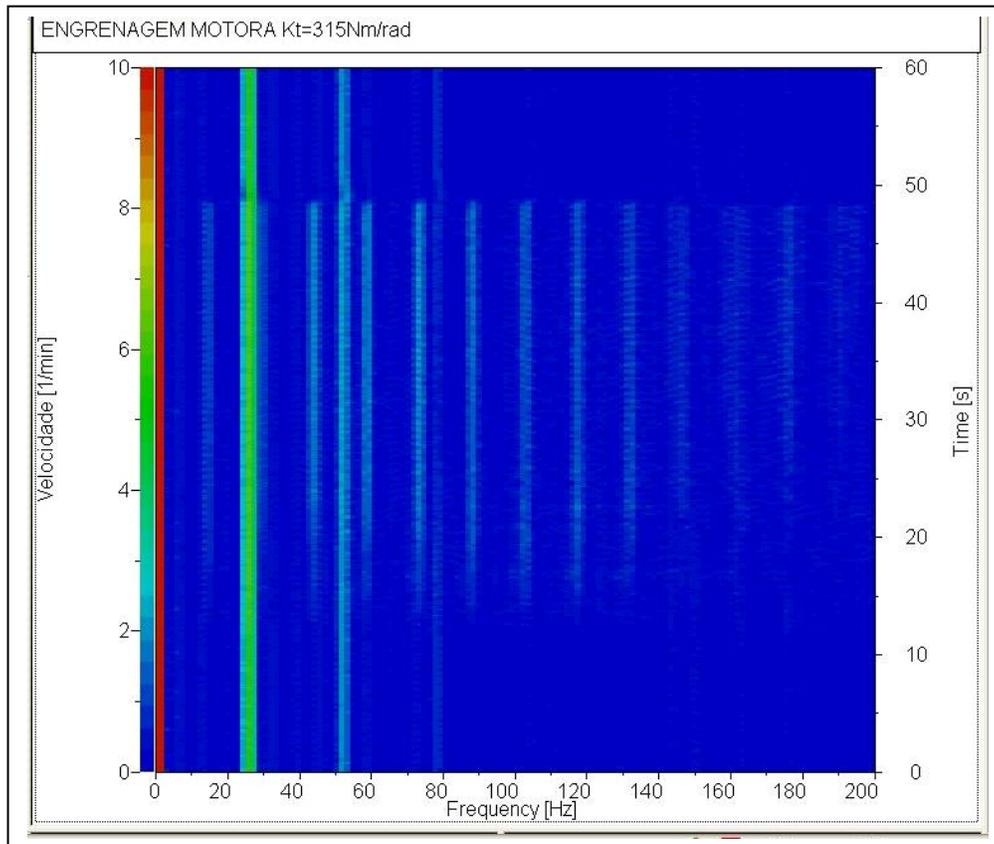


Figura 4.3 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad

Os espectros de velocidade das engrenagens motoras quando usamos engrenagem do compressor NP ou com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad mostram resultados semelhantes.

A Figura 4.4 mostra os espectros de velocidades da engrenagem motora, quando a engrenagem do compressor apresenta sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

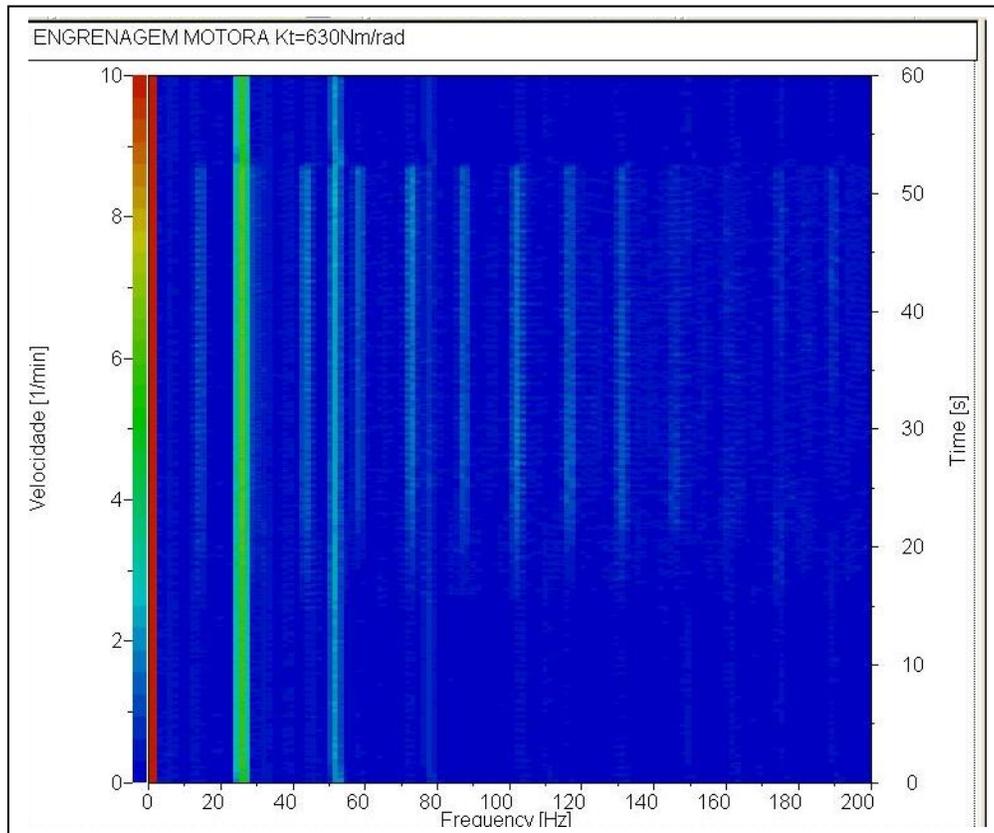


Figura 4.4 – Espectros de velocidade da engrenagem motora com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad

Os espectros de velocidade das engrenagens motoras quando usamos engrenagem do compressor NP ou com sistema de redução de folga com rigidez de 315 ou 630Nm/rad mostram resultados semelhantes, ou seja, exceto nas harmônicas do motor 26 e 52 Hz, as amplitudes das frequências múltiplas de 15 Hz variam de acordo com a fase de carregamento do compressor.

A Figura 4.5 mostra os espectros de velocidades da engrenagem movida, quando a engrenagem do compressor é NP, ao longo do ciclo de operação do compressor.

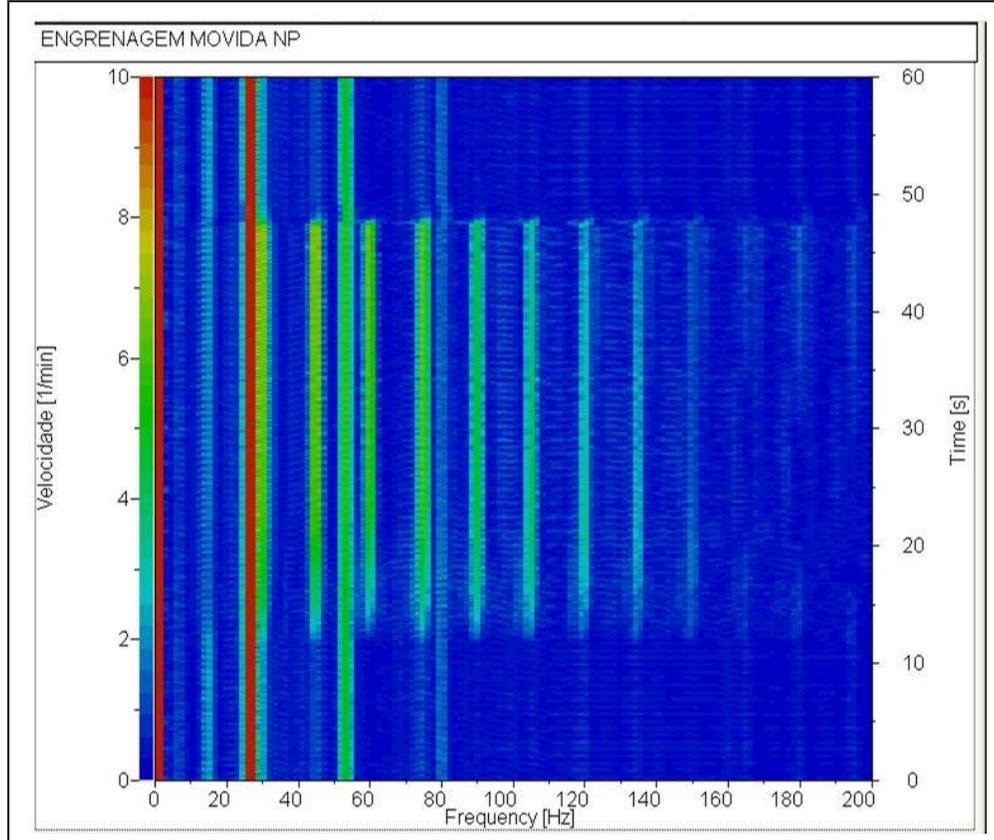


Figura 4.5 – Espectros de velocidade da engrenagem movida com engrenagem do compressor NP

A Figura 4.5 mostra que a partir dos 12s o compressor entra na fase de carregamento e após os 48s volta a operar na fase de descarregamento. Podemos notar a irregularidade de rotação do motor devido à combustão, 26 Hz e suas harmônicas, constantes independentemente do ciclo de operação do compressor. Mas também podemos perceber as frequências de excitação do compressor múltiplas de 15 Hz variando progressivamente com a fase de operação. Ao compararmos com a engrenagem motora podemos perceber que a oscilação da engrenagem movida é maior que da motora.

A Figura 4.6 mostra os espectros de velocidades da engrenagem movida, quando a engrenagem do compressor apresenta sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

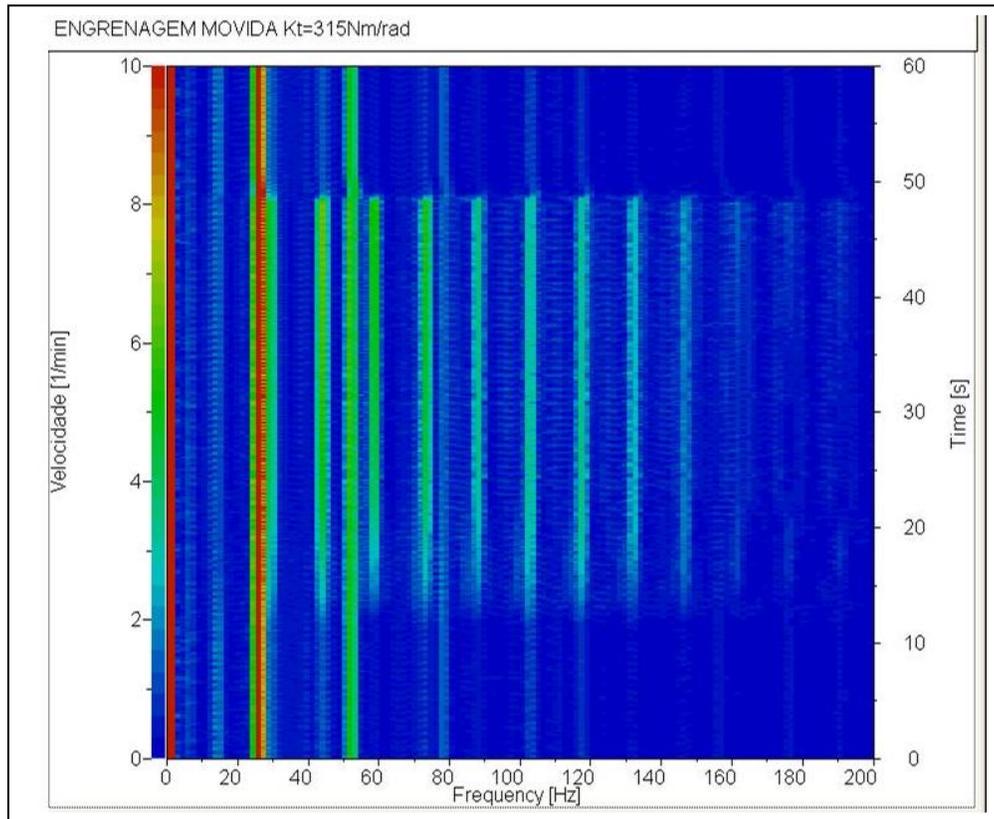


Figura 4.6 – Espectros de velocidade da engrenagem movida com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad

Os espectros de velocidades das engrenagens movidas, tanto da NP quanto da engrenagem movida com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad, mostram resultados semelhantes.

A Figura 4.7 mostra os espectros de velocidades da engrenagem movida, quando a engrenagem do compressor apresenta sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

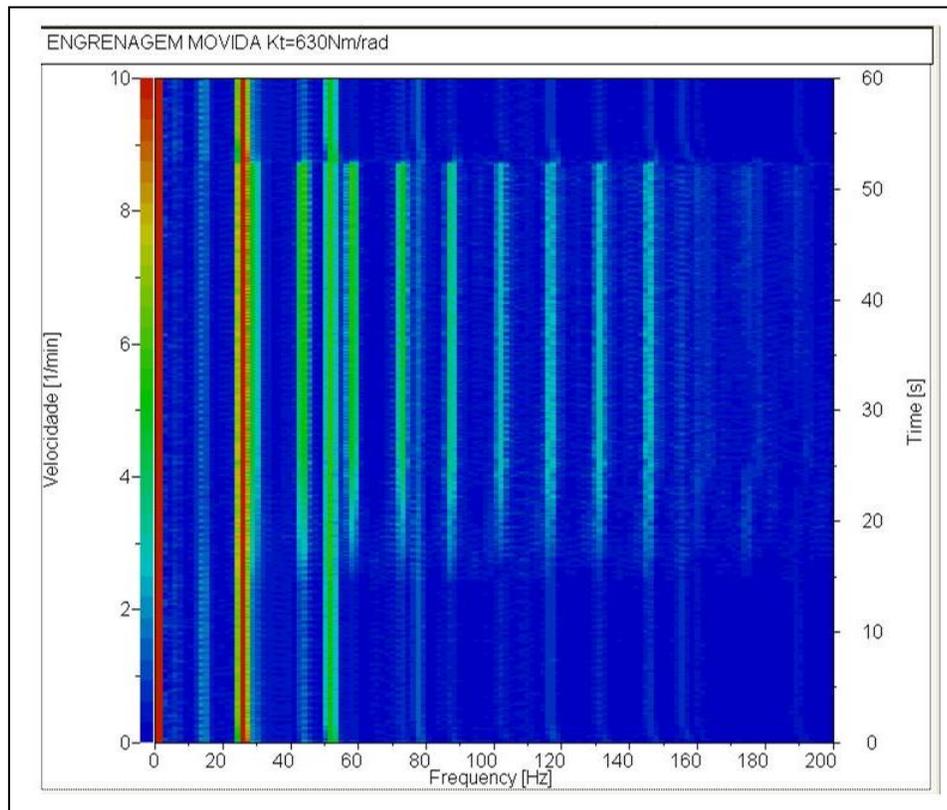


Figura 4.7 – Espectros de velocidade da engrenagem movida com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad

Os espectros de velocidades das engrenagens movidas, tanto da NP quanto da engrenagem movida com sistema de redução de folga com rigidez de 315 ou de 630Nm/rad, mostram resultados semelhantes. Ou seja, exceto as harmônicas do motor 26 e 52 Hz as amplitudes das frequências múltiplas de 15 Hz variam de acordo com a fase de carregamento do compressor.

A Figura 4.8 mostra os espectros de velocidades da engrenagem redutora de folga, com rigidez de 315Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

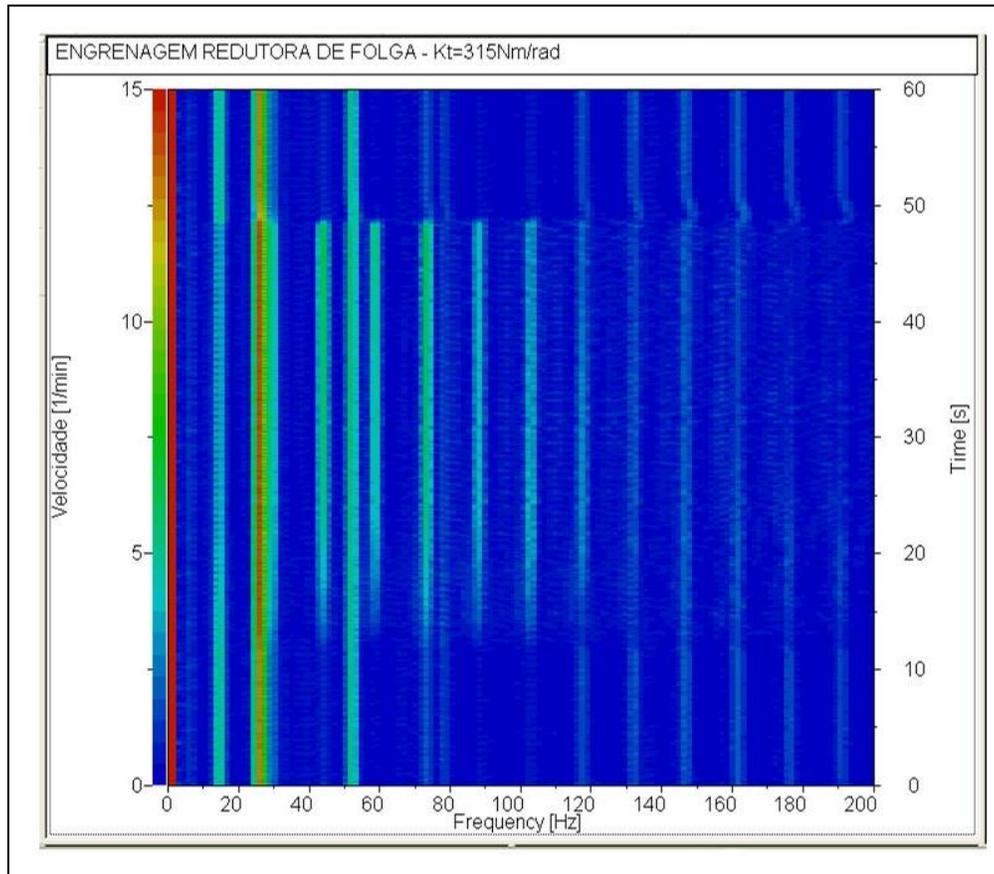


Figura 4.8 – Espectros de velocidade da engrenagem redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad

A Figura 4.8 mostra que a partir dos 13s o compressor entra na fase de carregamento e após os 49s volta a operar na fase de descarregamento. Assim como nas engrenagens motora e movida aqui também podemos notar a irregularidade de rotação do motor devido à combustão, 26 Hz e suas harmônicas, constantes independentemente da fase de operação do compressor. Mas também podemos perceber as frequências de excitação do compressor múltiplas de 15 Hz variando progressivamente com a fase de operação.

A Figura 4.9 mostra os espectros de velocidades da engrenagem redutora de folga, com rigidez de 630Nm/rad, ao longo do ciclo de operação do compressor.

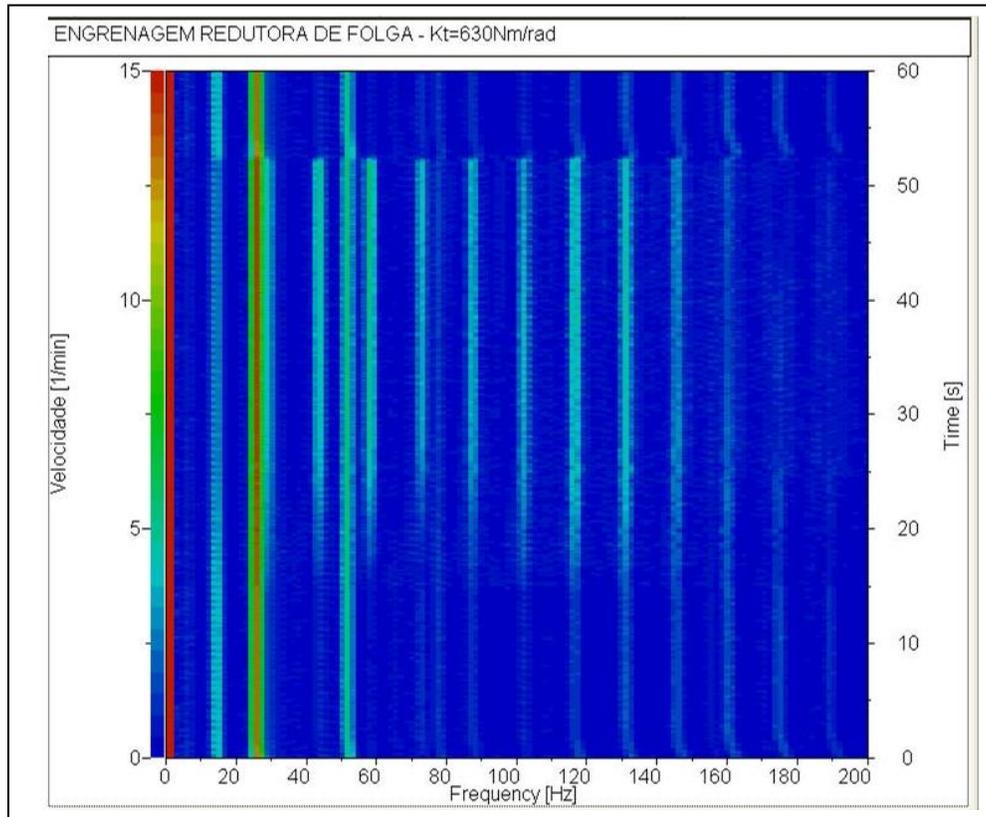


Figura 4.9 – Espectros de velocidade da engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad

O espectro de velocidades da engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad apresenta resultados semelhantes à Figura 4.8, porém com amplitudes ligeiramente maiores nas frequências entre 115 e 135 Hz.

Sendo assim como as oscilações de velocidades das engrenagens movida e redutora de folga são semelhantes com rigidez de 315 e 630Nm/rad, então provavelmente o ruído de batida de dentes deve ser semelhante também.

Para compararmos com os resultados da simulação do capítulo anterior tomaremos como base a Figura 4.10, que mostra os espectros de velocidades no ultimo segundo da fase de carregamento do compressor das engrenagens com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad pois é a condição de maior excitação.

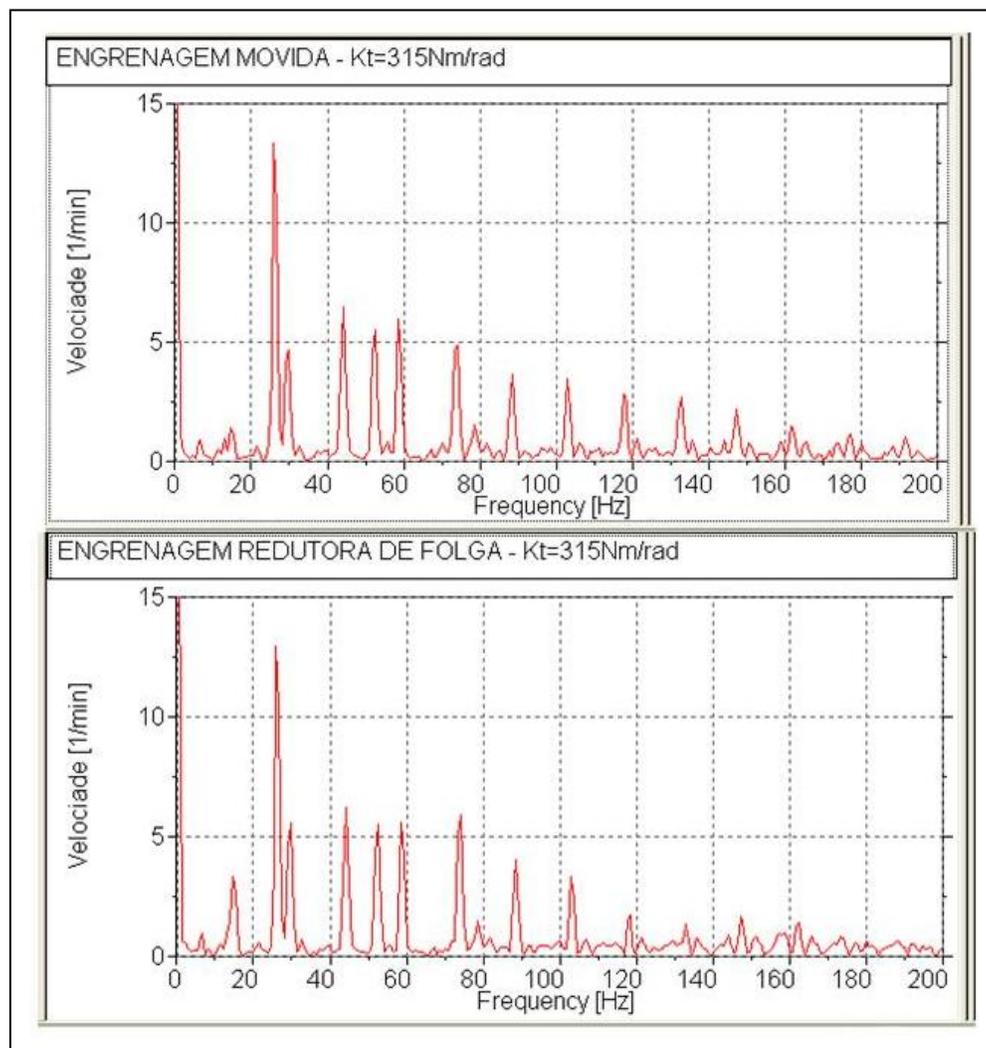


Figura 4.10 – Espectros de velocidade engrenagens movida e redutora de folga com rigidez 315Nm/rad

Os resultados experimentais apresentaram-se maiores do que os simulados (Figura 4.10 e 3.7.2).

A Figura 4.11 mostra os espectros de velocidades no ultimo segundo da fase de carregamento do compressor das engrenagens com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad.

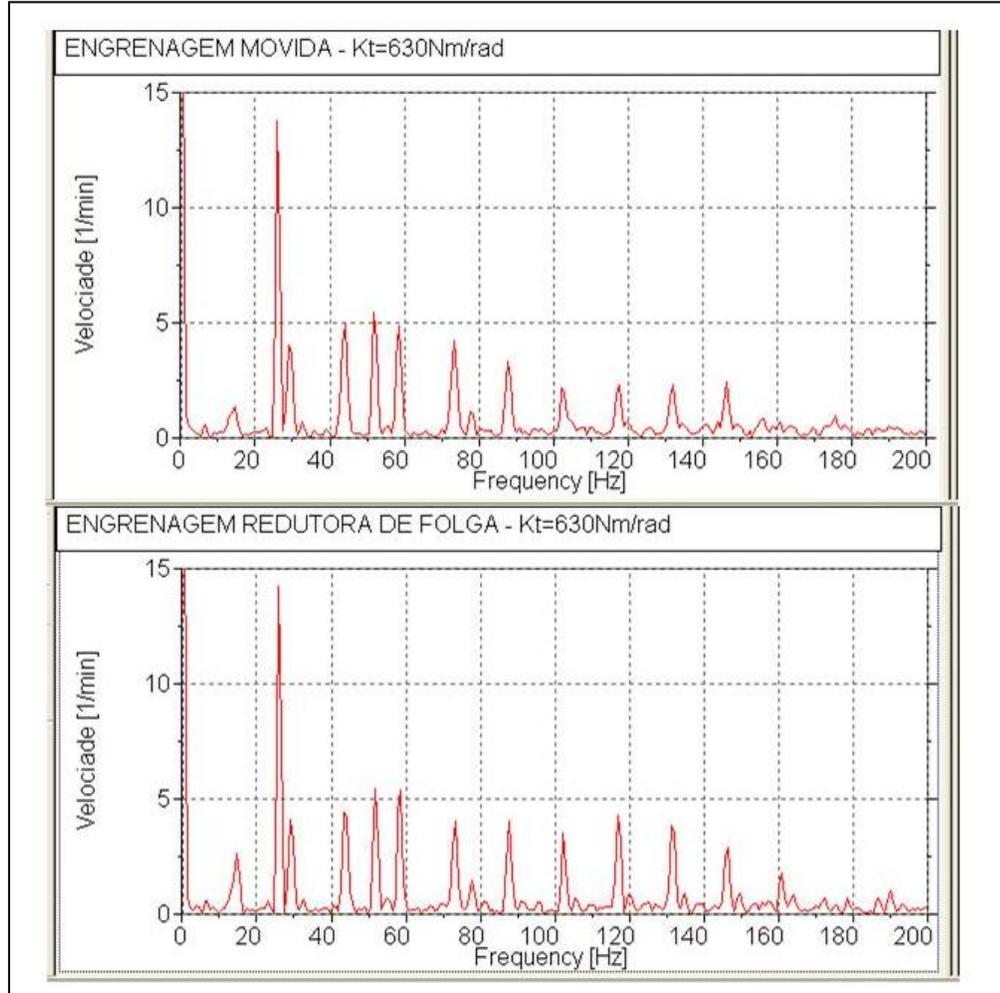


Figura 4.11 – Espectros de velocidade engrenagens movida e redutora de folga com rigidez 630Nm/rad

Os resultados experimentais mostraram-se maiores quando comparados aos simulados, Figura 4.11 versus Figura 3.7.4.

Então o próximo passo é verificar o deslocamento angular. O deslocamento foi obtido através da integração do sinal de velocidade angular (rotação).

A Figura 4.12 mostra o deslocamento angular das engrenagens motora, movida e redutora de folga no ultimo segundo da fase de carregamento do compressor com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad.

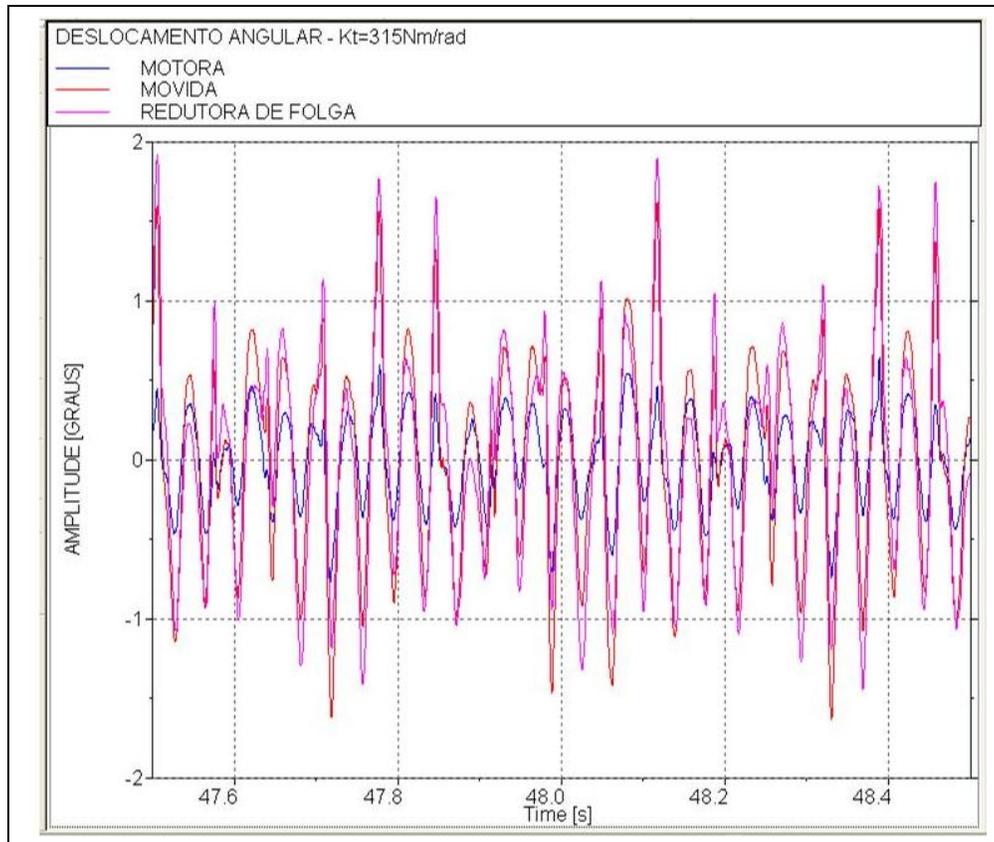


Figura 4.12 – Deslocamento angular das engrenagens motora e movida e redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad

Assim como já visto na velocidade, podemos perceber que a engrenagem movida e redutora de folga apresenta maior oscilação no deslocamento em relação à motora. E a redutora de folga apresenta deslocamentos maiores que a movida.

A Figura 4.13 mostra o deslocamento angular das engrenagens motora, movida e redutora de folga no ultimo segundo da fase de carregamento do compressor com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad.

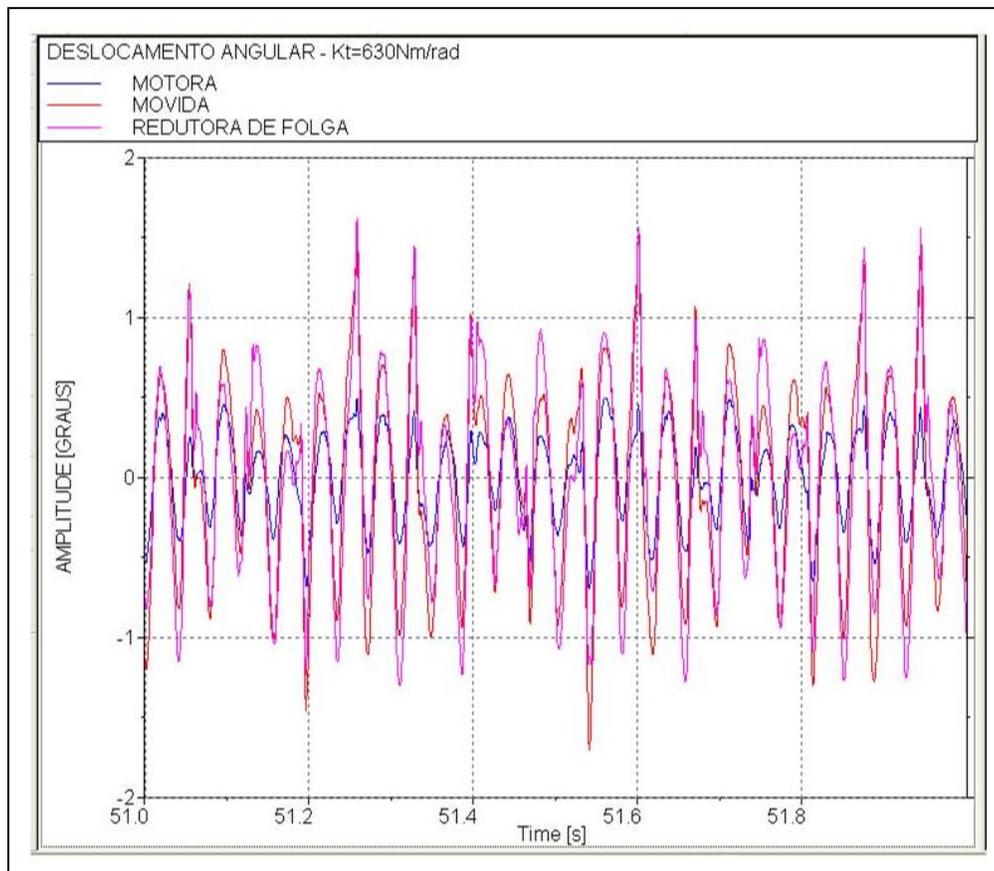


Figura 4.13 – Deslocamento angular das engrenagens motora e movida e redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad

Os deslocamentos angulares das engrenagens motora e movida e redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad apresentam poucas diferenças aos com rigidez de 315Nm/rad.

Tanto os deslocamentos angulares das engrenagens movida e redutora de folga com rigidez de 315 e 630Nm/rad, Figura 4.12 e Figura 4.13, apresentaram deslocamentos angulares maiores que os simulados.

A Figura 4.14 mostra a diferença de deslocamento entre as engrenagens movida e redutora de folga de folga com rigidez de 315 e 630 Nm/rad no ultimo segundo da fase de carregamento.

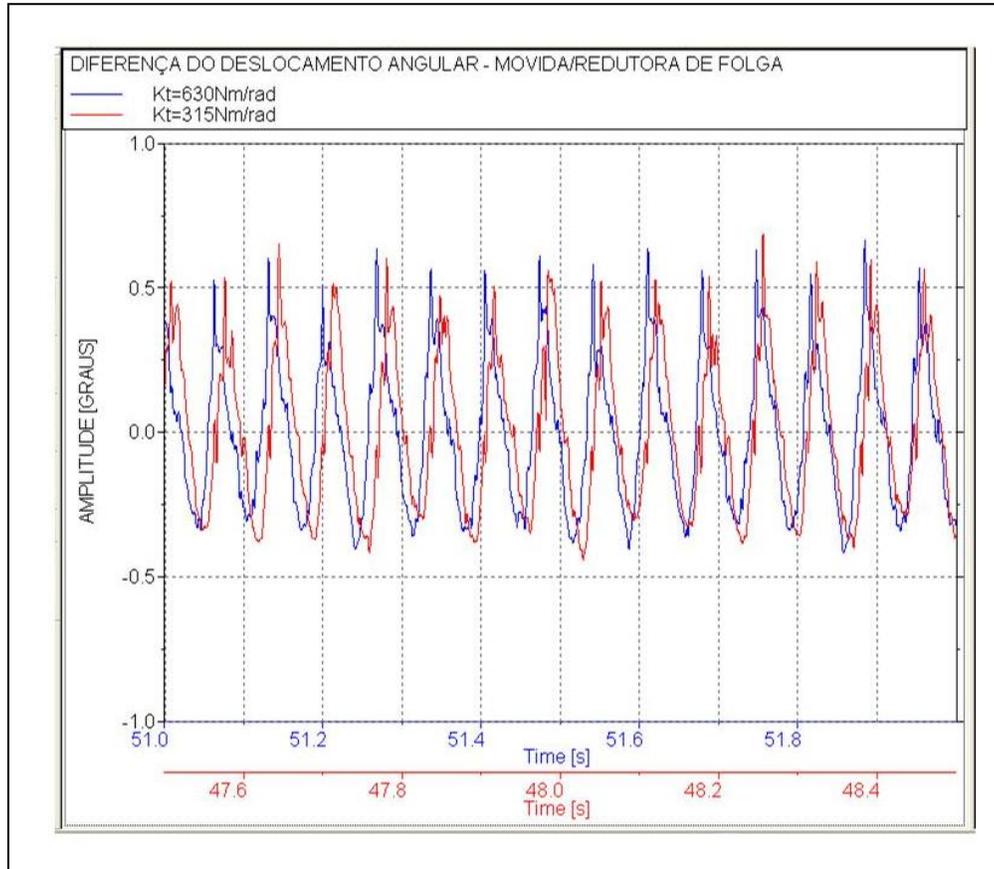


Figura 4.14 – Diferença de deslocamento angular entre as engrenagens movida e redutora de folga

Analisando a Figura 4.14 percebemos que a diferença de deslocamento é semelhante entre as duas rigidezes, logo o ruído de batida de dentes deve ser semelhante também.

Capítulo 5

Análise Experimental Vibroacústica.

Neste capítulo estudaremos através de experimentos as vibrações da tampa da caixa de engrenagens e o ruído em campo próximo para entendermos o efeito do uso da engrenagem com sistema de redução de folga no motor.

Assim os equipamentos utilizados na medição da aceleração da tampa da caixa de engrenagens e do ruído em campo próximo esta descrito na tabela 5.1

Tabela 5.1- Equipamentos determinação da aceleração da tampa e ruído em campo próximo

Equipamento	Marca	Modelo/tipo	Observação
Acelerômetro	PCB	353B16	
Microfone	GRAS	40AE	
Pré amplificador	GRAS	26CA	
Sala de teste dinamométrica			dimensões: altura de 4,5m, largura de 3,2m e comprimento de 5m
Bancada de carga para compressor			Feita internamente na MWM, basicamente reproduz parcialmente o sistema do caminhão
Analizador de espectros	LMS	Pimento	

Baseado na literatura pesquisada as tampas e carcaças do motor são estruturas que devido as suas vibrações irradiam a maior parte do ruído gerado. Assim, o acelerômetro foi posicionado na tampa da caixa de engrenagens, na direção X mostrada na Figura 5.1.

O microfone foi posicionado em campo próximo, para minimizar o ruído de fundo das outras fontes de ruído como, por exemplo, a bancada de carga do compressor.

O nível global do ruído de fundo era alto (aproximadamente 60 dBA), mas considerando-se que o motor apresenta um nível de aproximadamente 90 dBA, admitiu-se que o nível de ruído de fundo seria relativamente aceitável neste caso.

Assim tanto o posicionamento do acelerômetro quanto do microfone pode ser visto na Figura 5.1, e suas cotas segundo um sistema de coordenadas (X Y Z). Tendo como centro do sistema de coordenadas a face da tampa frontal (plano XY) e o centro da árvore de manivelas na frente do motor, assim teremos:

- Acelerômetro – no plano da tampa da caixa de engrenagens ($X=0$) à altura de 150mm(Z) e largura de 85mm(Y);
- Microfone – 40mm a partir da tampa(X) e altura de 95mm(Z) e largura de 160mm(Y).
Como a tampa é uma fonte potencial de irradiação de ruído o microfone foi posicionado em campo próximo a tampa para

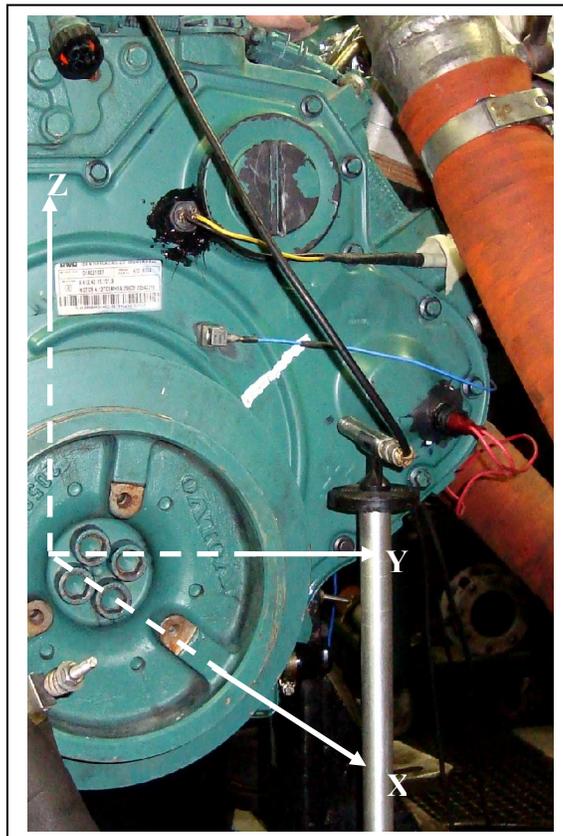


Figura 5.1 – Posicionamento do microfone e do acelerômetro

Estabilizado o motor na rotação de marcha lenta, 800rpm.

A bancada de teste do compressor opera modulando a pressão da linha entre 3,5 e 12 bar. Ou seja, toda vez que a pressão atinge o nível de 12bar, devido ao bombeamento do compressor, a válvula de alívio abre diminuindo a pressão até 3,5bar. Quando a válvula de alívio é fechada o compressor volta a operar em ciclo de carga.

Os dados foram coletados com a seguinte frequência de amostragem, 50 kHz.

Para a obtenção dos espectrogramas estes dados foram posteriormente processados usando uma janela Hanning, tamanho do bloco 32768 resultando numa resolução de 1,52 Hz.

Resultados.

O nível global da vibração da tampa da caixa de engrenagens ao longo do ciclo de operação do compressor pode ser vista na Figura 5.2.

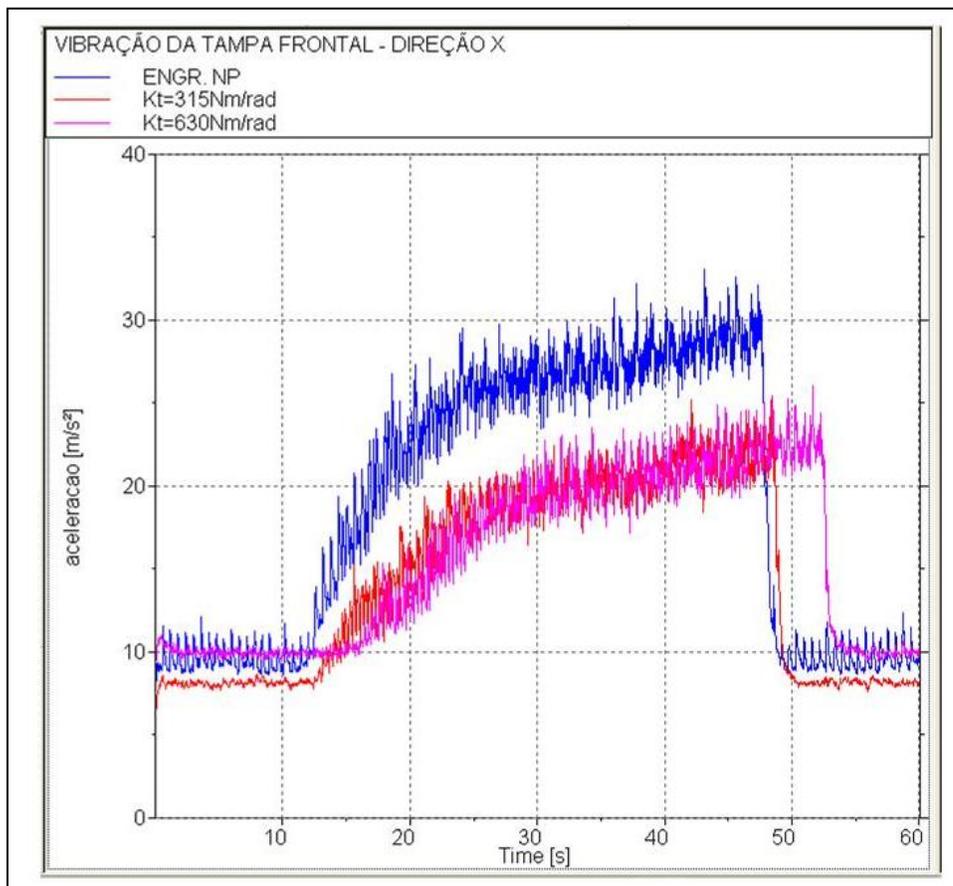


Figura 5.2 – Nível global de vibração da tampa da caixa de engrenagens

Se tomarmos como base a engrenagem NP, observamos que nos 12 primeiros segundos o compressor operava na fase de descarregamento. A partir deste ponto passou a operar na fase de carregamento até os 48 segundos onde voltou a operar na fase de descarregamento. Assim podemos perceber que o nível global da vibração da tampa da caixa de engrenagens varia conforme a fase de operação do compressor.

Para as outras engrenagens a observação também é válida. Como o início da gravação dos dados não foi sincronizado é possível percebermos diferenças entre os inícios das fases de carregamento e descarregamento do compressor para cada teste (engrenagem NP, com sistema de redução de folga com rigidez de 315 e 630Nm/rad).

Também percebemos que com o uso da engrenagem redutora de folgas o nível global de vibração na caixa de engrenagens no final da fase de carregamento é menor, aproximadamente 8m/s^2 . Assim é possível ter alguma expectativa que o ruído também seja menor.

Como o nível de vibração entre as engrenagens com sistema de redução de folga com rigidez de 315 e 630Nm/rad é semelhante é possível que o ruído também apresente níveis semelhantes.

Outro aspecto interessante é que existe uma diferença no nível de vibração na fase de descarregamento entre as três engrenagens. A engrenagem NP apresenta um nível maior que a engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad provavelmente devido ao *rattle*. Porém o maior nível de vibração da engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad provavelmente deve-se ao acréscimo da amplitude da frequência 1400 Hz que é um dos harmônicos da frequência de *whine*.

A Figura 5.3 apresenta os níveis de ruído global, ponderados na escala A, em campo próximo da tampa da caixa de engrenagens ao longo do ciclo de operação do compressor.

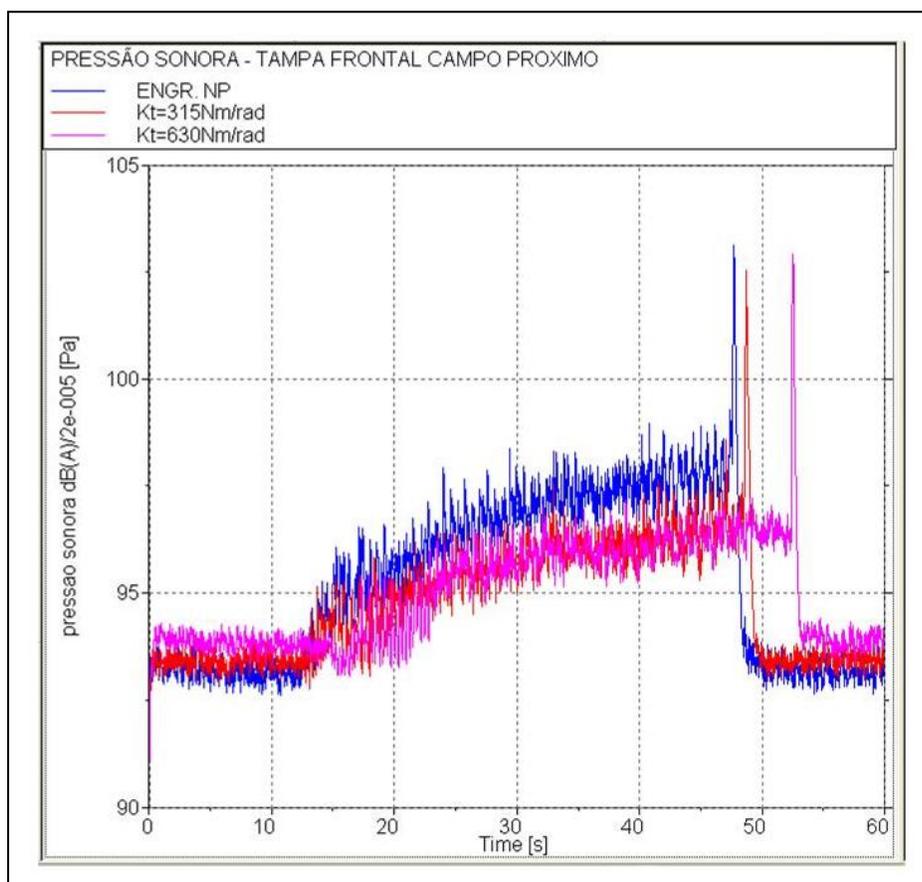


Figura 5.3 – nível global da pressão sonora

Podemos perceber que a pressão sonora também varia progressivamente com a fase de operação do compressor. O aumento súbito da pressão sonora no final da fase de carregamento é devido à válvula de alívio que modula a operação da bancada de carga do compressor, em outras palavras é o ruído gerado pela descarga de ar do sistema quando a pressão atinge 12bar. No veículo não temos este problema, pois a válvula encontra-se próxima do final do caminhão, ou seja, longe da cabine além do fato de existir um sistema de redução do ruído desta válvula (silencioso).

Também percebemos que o uso da engrenagem redutora de folga diminuiu aproximadamente 2dBA o nível de pressão sonora no final da fase de carregamento.

Não percebemos diferenças significativas no nível da pressão sonora na fase de carregamento quando comparamos as engrenagens com sistema de redução de folga com rigidezes de 315 versus 630 Nm/rad.

Assim como na fase de descarregamento da vibração da tampa da caixa de engrenagens percebemos um diferença nos níveis, analogamente também podemos perceber na pressão sonora. Isto é mais uma provável indicação que o acréscimo é relativo ao *rattle* para a engrenagem NP e relativo ao *whine* para a engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad.

A Figura 5.4 mostra os espectros de pressão sonora ponderada na escala A ao longo da fase de operação do compressor com a engrenagem NP.

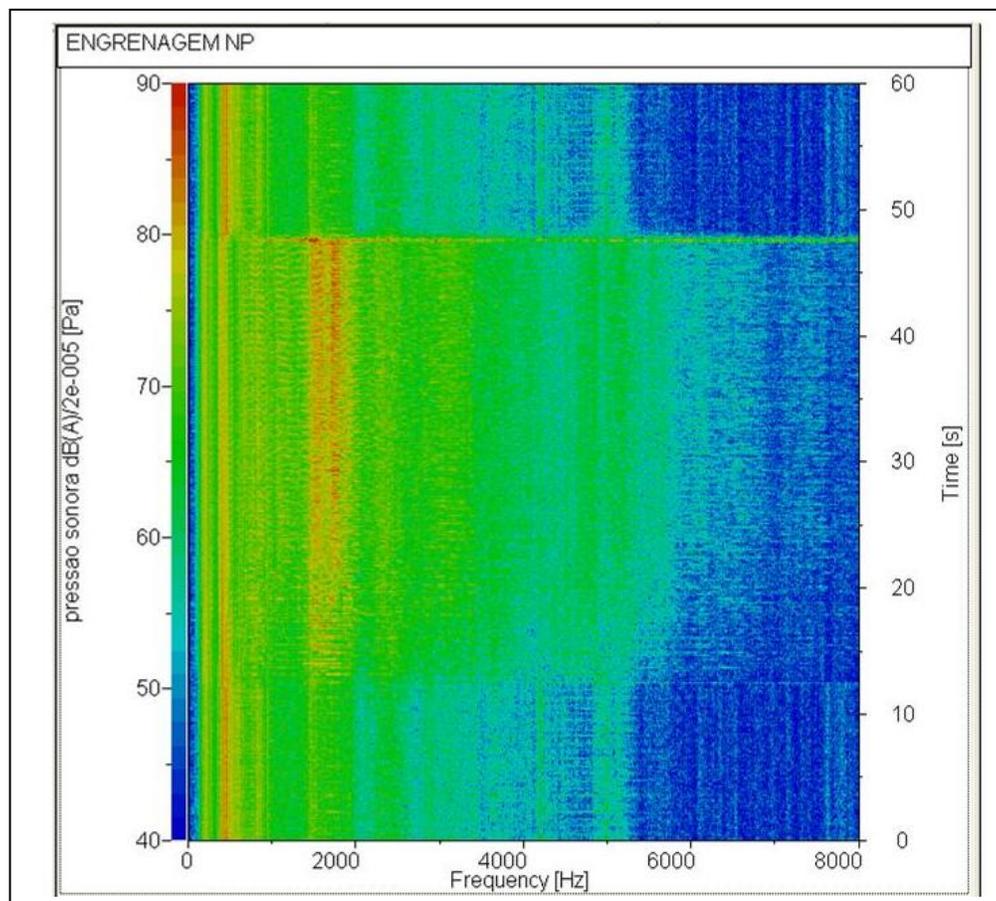


Figura 5.4 – Espectro de pressão sonora com engrenagem NP

Percebemos que o aumento da pressão sonora com a fase de carregamento do compressor é mais perceptível entre 1,5 e 6kHz.

A Figura 5.5 mostra os espectros de pressão sonora ponderada na escala A ao longo da fase de operação do compressor com a engrenagem redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad.

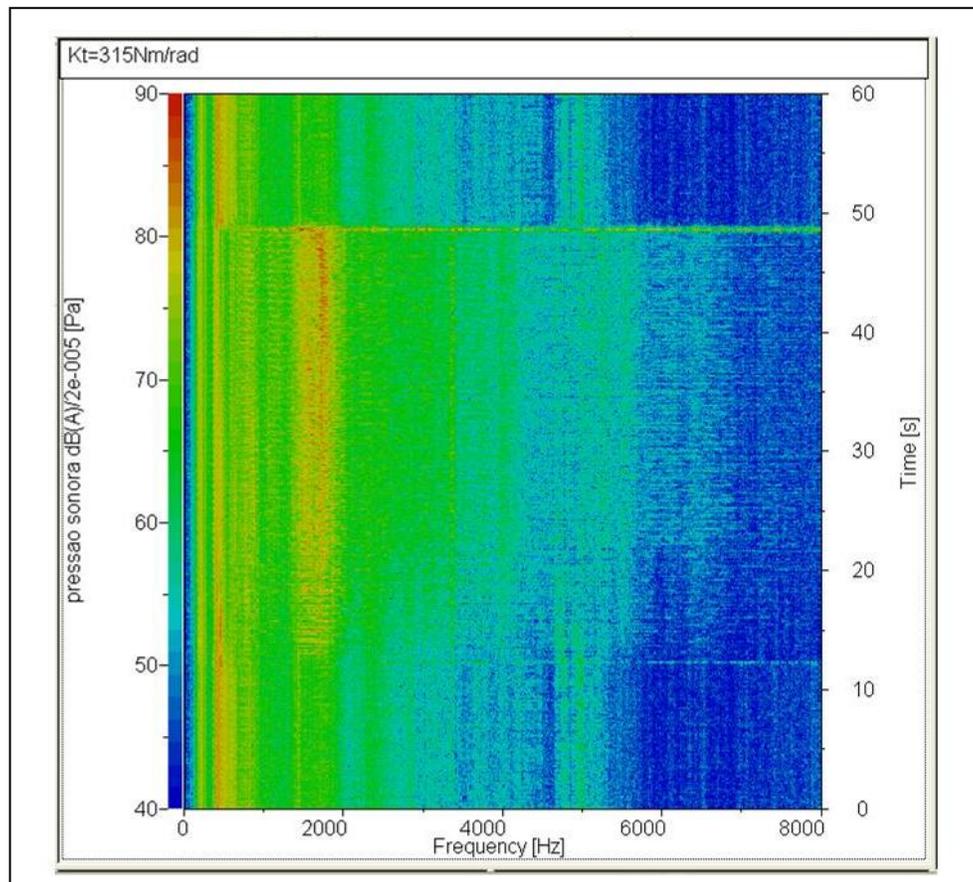


Figura 5.5 – Espectro de pressão sonora com engrenagem redutora de folga com rigidez de 315Nm/rad

Percebemos que o aumento da pressão sonora com a fase de carregamento do compressor também é mais perceptível entre 1,5 e 6kHz. Porém em menor proporção que o motor com a engrenagem NP.

A Figura 5.6 mostra os espectros de pressão sonora ponderada na escala A ao longo da fase de operação do compressor com a engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad.

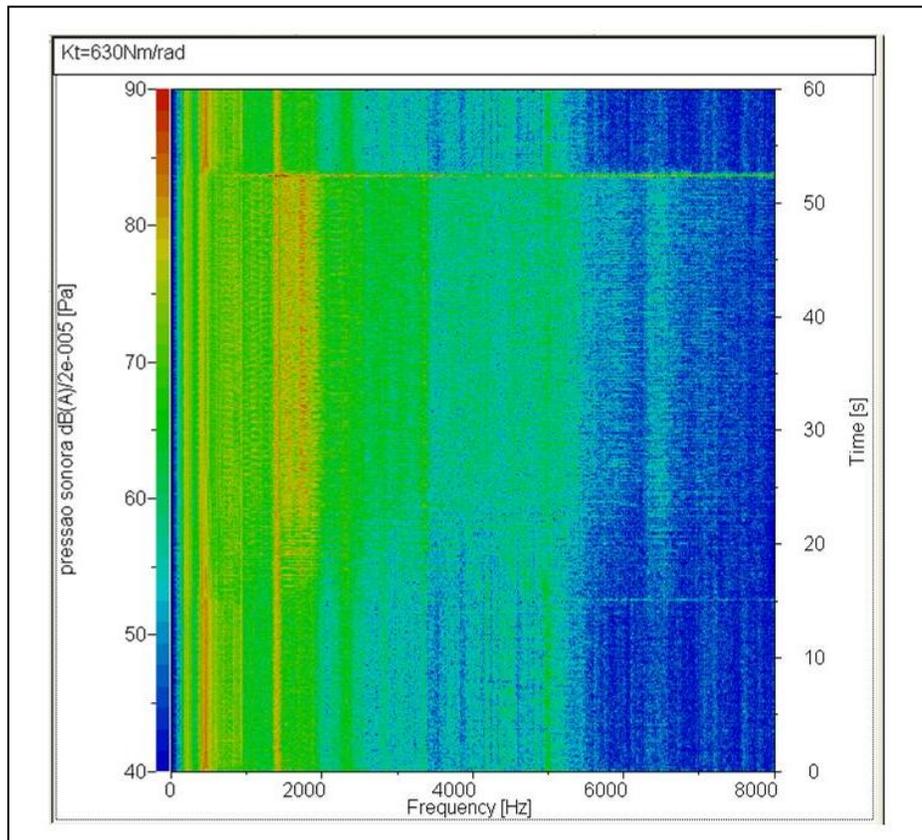


Figura 5.6 – Espectro de pressão sonora com engrenagem redutora de folga com rigidez de 630Nm/rad

Percebemos que o aumento da pressão sonora com a fase de carregamento do compressor também é mais perceptível entre 1,5 e 6 kHz. Porém também em menor proporção que o motor com a engrenagem NP, mas semelhante ao com a engrenagem redutora com rigidez de 315Nm/rad.

Uma diferença interessante é o aumento da pressão sonora na frequência de 1400 Hz que é um dos harmônicos da frequência de engrenamento, ou seja, *whine noise*.

Assim podemos caracterizar o ruído de batidas de dentes do par do compressor no motor estudado por apresentar diferença de nível de pressão sonora entre as fases de carga e aumento das amplitudes nas frequências entre 1,5 e 6 kHz.

Então o próximo passo é estudar qual é o efeito (qualidade sonora) do uso do sistema de redução de folgas com rigidezes de 315 e 630Nm/rad versus a engrenagem NP para o consumidor.

Capítulo 6

Qualidade Sonora e Teste de Júri.

Tão importante quanto à análise do sistema, quer seja por equações e simulações ou por experimentos, é entender seu efeito para o consumidor.

Então para entendermos este efeito estudaremos segundo perspectiva da qualidade sonora. Segundo Gerges (2005), podemos definir qualidade sonora como o sujeito avalia, interage como o produto através da percepção humana. Em outras palavras como o sujeito percebe e responde sensorialmente quando exposto a um som.

As percepções e expectativas que os consumidores têm sobre um produto estão fortemente relacionadas com as características deste produto. Então a redução do nível de ruído nem sempre melhora sua qualidade sonora.

Desta maneira fica a critério do engenheiro optar entre tornar um produto tão silencioso quanto possível ou, então, explorar as características sonoras e utilizá-las como um diferencial. Embasar o engenheiro para a tomada de decisão é um dos papéis da psicoacústica.

Então o ensaio com júri é um passo inevitável e necessário quando pensamos em qualidade sonora. Tal ensaio exige uma serie de preparativos e condições especiais, que tem como objetivo principal minimizar a influencia de parâmetros que não estejam relacionados à subjetividade do ensaio.

Gerges (2005) recomenda os seguintes preparativos e condições especiais:

Gravação Binaural – A gravação e reprodução binaural constitui a base tecnológica da análise da qualidade sonora, permitindo uma gravação autêntica de situações sonoras e permitindo uma reprodução destas situações quando desejável.

Assim o conceito de gravação e reprodução binaural levou a criação da 1ª cabeça artificial em 1973 que por sua vez posteriormente aos torsos padronizados vendidos comercialmente hoje em dia.

Sala de teste – A sala deve possuir baixo nível de ruído para que não interfira no julgamento dos sujeitos de teste. Durante as avaliações é desejável que os sujeitos de teste estejam livres de influencia de outros sujeitos. A decoração da sala deve ser o mais natural possível, cadeiras e fones de ouvidos confortáveis. Pintura de cor neutra e iluminação moderada. Temperatura entre 20 e 24°C.

Sujeito de teste – A escolha do sujeito deve basear-se em sua familiaridade com o produto e na sua experiência em ensaios. Como regra geral, o sujeito de teste deve representar com alguma fidelidade o consumidor final. O numero de sujeitos esta diretamente relacionado à representatividade dos resultados. A utilização de 25 a 50 sujeitos de teste é considerada apropriada para ensaios realizados com funcionários, enquanto são necessários de 75 a 100 sujeitos de teste no caso de consumidores potenciais.

Uma etapa de treinamento precede ao teste, sendo que o objetivo é permitir aos sujeitos de teste a naturalização aos procedimentos e sons utilizados na validação e ao ambiente de teste.

Preparação da amostra – Gravações ou edições mal feitas na amostra do som podem arruinar o ensaio, então se recomenda uma gravação com faixa dinâmica maior que 90dB. A gravação dever ser feita durante a utilização do produto e em ambientes com baixo nível de ruído de fundo.

Preparação do ensaio – A duração do ensaio é um fator importante, visto que a fadiga do júri tende a aumentar com esta. Então o ideal é que o ensaio não seja superior a 40 minutos. A reprodução do som por auto-falantes pode ser realizada, porém fatores tipo posição do auto-falante e a resposta em freqüência da sala podem afetar a percepção do júri. Tais fatores são minimizados em uma condição de campo livre ou com a utilização de fones de ouvidos.

Para a utilização de fones de ouvido, é necessária cautela na apresentação de imagens aos sujeitos de teste. Para resultados mais autênticos os sons devem ser reproduzidos no local em que foram gravados ou em ambientes de simulação ou *mock-ups* que se aproximem o máximo possível do ambiente real. Qualquer alteração feita com o objetivo de incrementar o contexto visual no qual o som é reproduzido é considerada como melhoria. Quando a reprodução do som no ambiente real, simuladores ou *mock-ups* for inviável, estímulos visuais como, por exemplo, vídeos ou figuras podem controlar a expectativa dos júris, mantendo o foco destes no produto sob teste.

Métodos de avaliação – o objetivo principal do teste de júri é obter resultados que representem a opinião dos consumidores. Citaremos a seguir 5 métodos de avaliação subjetiva para ensaio de júri:

Ordenamento ou posto de ordem – É solicitado aos sujeitos de teste que ordenem os sons de acordo com algum critério de avaliação.

Vantagens - é um dos métodos de maior simplicidade, análises rápidas.

Desvantagens – podemos concluir qual é mais ou menos incômodo, porém como não há informações quantitativas sobre os sons, assim não é possível quantificar diferenças entre eles. Assim não permite correlações com parâmetros objetivos.

Escala de resposta – é atribuída, pelo sujeito de teste, uma nota a cada som.

Vantagens – método rápido e simples, fornecendo uma informação quantitativa da diferença entre os sons.

Desvantagens – dificuldade na padronização das escalas de resposta do júri.

Comparações pareadas – os sons são apresentados aos pares, solicitando que o julgamento seja baseado no par apresentado.

Vantagens – útil para determinação de limiar.

Desvantagens – como o numero de pares cresce com o quadrado do numero de sons o método torna-se mais demorado e oneroso.

Diferencial semântico – a avaliação é realizada através de uma escala contendo de cinco a nove pontos e possuindo um par de adjetivos bipolares (antônimos). O sujeito escolhe um dos pontos da escala de acordo com a que melhor representa sua impressão.

Vantagens – diferentemente das comparações pareadas que se foca unicamente em um atributo dos sons, no diferencial semântico essa avaliação pode ser realizada com vários atributos de uma só vez.

Desvantagens – numero de pares por ensaio limitado.

Estimativa de magnitude – o júri atribui um numero a algum atributo do som.

Vantagens – como não existe limite todos os numero estarão dentro da escala.

Desvantagens – sem padronização das respostas dos sujeitos, para sujeitos inexperientes é um método de difícil execução necessitando treino e pratica.

Agora que já entendemos um pouco mais sobre a qualidade sonora, definições e conceitos, métodos de analise com suas respectivas vantagens e desvantagens vamos aplicá-la em nosso caso.

Para a execução e analise do experimento tomamos as seguintes precauções:

Devido à indisponibilidade de um sistema de gravação binaural tipo torso, utilizamos um sistema onde o engenheiro faz o papel do torso “vestindo” os microfones e se posicionando no ambiente de medição. Vale lembrar que sua posição não deve variar entre testes, pois caso contrario a FRF entre ele e a fonte também irá variar aumentando o erro no experimento.

O Sistema SQuadriga e BHS headset da HeadAccustics foi utilizado com frequência de amostragem 48 kHz e faixa dinâmica ≥ 90 dB.

Três configurações diferentes foram gravadas, engrenagem normal de produção, engrenagem com sistema de redução de folga com mola de rigidez de 315Nm/rad e também com mola de rigidez de 630Nm/rad.

Devido à dificuldade de obtenção de protótipos com várias rigidezes diferentes atingimos a rigidez de 630Nm/rad com a associação em paralelo de duas molas com rigidez de 315Nm/rad.

A posição dos microfones para a gravação encontra-se na Figura 6.1.

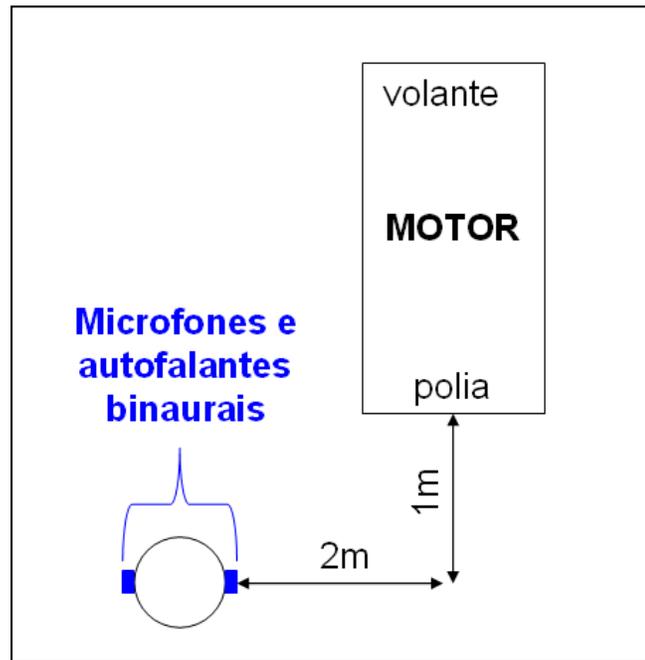


Figura 6.1 – Posicionamento dos microfones binaurais

A altura do usuário dos microfones era de 1,7m e as cotas da Figura 6.1 são referentes à face de assentamento da polia na da árvore de manivelas do motor. O posicionamento do elemento de teste com os microfones binaurais em relação ao motor foi determinado em função do espaço disponível da sala e a direcionalidade da fonte.

Na Preparação da amostra o som foi gravado com o motor em marcha lenta em dinamômetro, com o compressor trabalhando desde a fase de carregamento até a fase de descarregamento. A edição foi feita de maneira que as amostras a serem avaliadas apresentam os últimos 5 segundos da fase de carregamento do compressor. Tanto a gravação quanto a reprodução foram feitas com o sistema de equalização do equipamento (SQuadriga e BHS headset).

Embora sala de teste não atenda a recomendação da literatura (ANSI S3.1), pois apresenta um ruído de fundo da ordem 48dBA e temperatura de 23°C, considerou-se como aceitável tendo em vista ser este o menor ruído de fundo possível de se obter no ambiente fabril. Somente um sujeito de teste por vez na sala para evitar influenciar um ao outro.

Foram utilizados 33 sujeitos de teste, todos, funcionários da MWM Motores Diesel. Sendo que 26 eram engenheiros habituados a participar de avaliações subjetivas e 7 eram mecânicos de teste que também estavam habituados em avaliações subjetivas.

Um treinamento foi realizado antes do teste da seguinte maneira:

- Apresentado um som semelhante aos das amostras.
- Apresentado a escala a qual deverá ser seguida para a atribuição das notas.
- Apresentado os atributos que deverão ser julgados.

Para a preparação do ensaio foi utilizada uma foto do motor com as engrenagens expostas e outra com a bancada de carga do compressor de ar. Ambas as fotos para controlar as expectativas e focar o julgamento no ruído de batida de dentes das engrenagens. Utilizamos fones de ouvidos HeadAcoustics modelo BHS headset.

O método de ensaio escolhido foi o diferencial semântico, pois nos permitiu distinguir as amostras em mais de um atributo. Duração do ensaio menor que 5 minutos.

Atributos: Quieto/barulhento; agradável/desagradável; grave/agudo; tonal/atonal;

Todos com a seguinte escala conforme a Figura 6.2.

	EXTREMAMENTE	MEDIO	NENHUM	MEDIO	EXTREMAMENTE	
QUIETO						BARULHENTO
AGRADAVEL						DESAGRADAVEL
GRAVE						AGUDO
TONAL						ATONAL

Figura 6.2 – Escala de 5 níveis

Assim o sujeito de teste marcará com a opção que mais representa sua percepção.

Os atributos quieto e barulhento visam verificar se os sujeitos de teste percebem a diferença de nível entre as amostras.

Os atributos agradável e desagradável visam verificar a preferência dos sujeitos e teste entre as amostras.

Os atributos grave e agudo visam verificar se existe alguma correlação com os atributos agradável e desagradável.

Os atributos tonal e atonal visam verificar se os sujeitos de teste percebem o *whine noise* entre as amostras.

Para a análise dos dados a escala subjetiva foi transformada em objetiva atribuindo valores numéricos à escala. Então a escala varia de 0 a 10 com intervalos de 2,5 pontos, para cada divisão, da esquerda para direita. Assim um sujeito que tenha sua impressão no atributo quieto/barulhento como extremamente quieto sua nota será transformada em 0 e outro que tenha sua impressão como médio barulhento sua nota será transformada para 7,5 e assim para os outros atributos também.

Segundo Siegel (1975) podemos utilizar a estatística não paramétrica para análise do comportamento se as amostras forem ordinais e independentes. Estas análises são baseadas em testes de hipóteses, onde a hipótese nula é que as amostras são da mesma população, porém não pressupõe que a amostragem obedeça a uma distribuição normal.

Como temos 3 amostras independentes de som a serem julgadas, segundo Siegel (1975), a prova de Kruskal-Wallis é recomendada.

A prova de Kruskal-Wallis é útil para decidirmos se as diferenças entre as amostras são significativas entre as populações ou se representam apenas variações causais, que podem ser esperadas entre amostras da mesma população. Então a prova baseia-se na hipótese de nulidade H_0 , de k amostras, sejam da mesma população ou populações idênticas com relação a médias. A prova supõe distribuição contínua e mensuração ordinal.

Então a estatística H da prova de Kruskal-Wallis é calculada pela seguintes equações:

$$H = \frac{\frac{12}{N(N+1)} \sum_{j=1}^k \frac{R_j^2}{n_j} - 3(N+1)}{1 - \frac{\Sigma T}{N^3 - N}} \quad (35)$$

onde,

$$T = t_e^3 - t_e \quad (36)$$

onde,

k = numero de amostras

n_j = numero de casos da amostra j

$N_j = \Sigma n_j$, numero de casos em todas amostras combinadas

R_j = soma dos postos na amostra j

$\sum_{j=1}^k$ = indica o somatório sobre todas as k amostras

t_e = numero de observações empatadas em um grupo de notas empatadas

ΣT = indica somatório sobre todos os grupos de empates

Siegel (1975) resumiu a prova de Kruskal-Wallis conforme o seguinte procedimento:

1 – Dispor, em postos, as observações de todos os k grupos de uma única série, atribuindo-lhes postos de 1 a N .

2 – Determinar o valor de R (soma dos postos) para cada um dos k grupos de postos.

3 – Se houver grande proporção de observações empatadas, calcular o valor de H pela equação (35).

4 – O método para determinar a significância do valor de H depende do tamanho de k do tamanho dos grupos:

a) Se $k=3$ e $n_1, n_2, n_3 \leq 5$, pode-se utilizar a tabua referente as probabilidades associadas tão grandes quanto os valores observados de H na prova de Kruskal-Wallis.

b) Em outros casos, a significância de um valor tão grande quanto o observado de H pode ser determinada mediante referencia à tabua de valores críticos de χ^2 , com $gl=k-1$ (onde gl é o grau de liberdade).

5 – Se a probabilidade associada ao valor de H for inferior ao nível de significância α_e previamente fixado, rejeitar H_0 em favor de H_1 .

Assim para nosso estudo definimos como grau de significância desejado $\alpha_e=5\%$.

Então seguindo o procedimento referido temos:

Som A refere-se à engrenagem NP.

Som B refere-se à engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 315Nm/rad.

Som C refere-se à engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 630Nm/rad.

A tabela A.1, (apêndice A), mostra as notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos quieto/barulhento.

A tabela A.2, (apêndice A), mostra as notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos agradável/desagradável.

A tabela A.3, (apêndice A), mostra as notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos grave/agudo.

A tabela A.4, (apêndice A), mostra as notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos tonal/atonal.

A tabela A.5, (apêndice A), mostra os postos das notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos quieto/barulhento.

A tabela A.6, (apêndice A), mostra os postos das notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos agradável/desagradável.

A tabela A.7, (apêndice A), mostra os postos das notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos grave/agudo.

A tabela A.8, (apêndice A), mostra os postos das notas dos 33 sujeitos em função do som avaliado nos atributos tonal/atonal.

Lembrando que como temos 33 sujeitos avaliando cada som, então $n_1=n_2=n_3>5$ e temos três sons, ou seja, $k=3$, logo $g/l=2$, determinamos então o valor de H_{tabelado} da tabua de valores críticos de χ^2 .

A tabela 6.1 mostra os resultados de H e sua probabilidade para cada atributo dos 3 sons avaliados.

Tabela 6.1 – Resultados de H e sua respectiva probabilidade.

	H	H_{tabelado}	probabilidade de H
quieto/barulhento	45,72	5,99	0,0000000012
agradável/desagradável	46,94	5,99	0,0000000006
grave/agudo	2,05	5,99	0,35841990444
tonal/atonal	1,11	5,99	0,57478489762

Nos atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável temos que a probabilidade de H é menor que o nível de significância previamente escolhido (5%), assim rejeitamos a hipótese nula e aceitamos H_1 , ou seja, a diferença entre os sons A, B e C.

Já nos outros dois atributos, grave/agudo e tonal/atonal, a probabilidade de H é maior que o nível de significância previamente escolhido (5%), assim aceitamos a hipótese nula, ou seja, não há diferença entre os sons A, B e C.

Como ainda não sabemos qual dos 3 sons é causa da diferença nos atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável faremos outra análise para entender a diferença.

Se retirarmos o som A da análise, reduziremos a duas amostras, então segundo Siegel (1975) a prova U de Mann-Whitney é recomendada, que também utiliza a hipótese de nulidade e de ordenação de postos. Assim podemos verificar se B e C são diferentes ou iguais. Se a hipótese de nulidade, H_0 , for aceita teremos que B e C são iguais. Assim manteremos o nível de significância α_e em 5%.

Siegel (1975) resumiu a prova U de Mann-Whitney conforme o seguinte procedimento:

1 – Determinar os valores de n_1 e n_2 . Onde n_1 é o numero de casos do grupo menor e n_2 o numero de casos do grupo maior.

2 – Dispor em conjunto as notas dos dois grupos, atribuindo o posto 1 a menor nota. Os postos variarão de 1 a $N = n_1+n_2$. Às observações empatadas atribuir a media dos postos correspondentes.

3 – Determinar o valor da estatística U , seja mediante contagem, seja mediante aplicação das seguintes expressões:

$$U = n_1n_2 + \frac{n_1(n_1+1)}{2} - R_1 \quad (37)$$

$$U = n_1n_2 + \frac{n_2(n_2+1)}{2} - R_2 \quad (38)$$

Onde R_1 é a soma dos postos atribuídos ao grupo cujo tamanho da amostra é n_1 e R_2 é a soma dos postos atribuídos ao grupo cujo tamanho da amostra é n_2 .

4 – O método para determinação da significância do valor observado de U depende do tamanho de n_2 :

a) Se $n_2 \leq 8$, utilizar a tábua de probabilidades associadas a valores tão pequenos quantos os valores de U . Para uma prova bilateral, duplicar o valor de p exibido na tabua.

b) Se $9 \leq n_2 \leq 20$, a significância de qualquer valor observado de U pode ser determinada mediante referencia a tábua de valores críticos de U para prova unilateral.

c) Se $n_2 > 20$, a probabilidade associada a um valor tão extremo quanto o valor observado de U pode ser determinada calculando-se o valor de z pela expressão 39 e testando-se este valor com o auxílio da tábua de probabilidades associadas a valores tão extremos quanto os valores observados de z na distribuição normal. Para uma prova bilateral, duplicar o valor de p da tábua. Se a proporção de empates é muito grande ou se o valor de p obtido esta muito próximo de α_e , aplicar a correção para empates, isto é, usar a formula 40 ao invés da 39 usando o menor valor de U obtido das equações (37) e (38).

$$z = \frac{U - \frac{(n_1 n_2)}{2}}{\sqrt{\frac{n_1 n_2 (n_1 + n_2 + 1)}{12}}} \quad (39)$$

$$z = \frac{U - \frac{(n_1 n_2)}{2}}{\sqrt{\left(\frac{n_1 n_2}{N(N-1)}\right) \left(\frac{N^3 - N}{12} - \Sigma T\right)}} \quad (40)$$

onde,

$$N = n_1 + n_2$$

$$T = \frac{t_e^3 - t_e}{12} \quad (41), \text{ e } t_e \text{ é o número de observações empatadas para um dado posto.}$$

ΣT se obtém somando todos T 's sobre todos os grupos de observações empatadas.

5 – Se o valor observado de U tem probabilidade associada inferior à α_e , aceita H_1 , caso contrário aceita H_0 .

Assim temos a tabela B.1 e B.2, no apêndice B, referente às notas e postos dos sons B e C para os atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável respectivamente.

A tabela 6.2 apresenta o resultado da prova U de Mann-Whitney.

Tabela 6.2 – Resultado da prova U de Mann-Whitney

Quieto/Barulhento	
Probabilidade de $z \geq$	0,16
Valor de p tabelado	0,44
Agradável /Desagradável	
Probabilidade de $z \leq$	0,35
Valor de p tabelado	0,37

Como os valores de p apresentados da tabela 6.2 superam o valor de significância, $\alpha_e=0,05$, previamente estabelecido, aceitamos a hipótese de nulidade, logo os sons B e C são iguais.

A tabela 6.3 mostra as médias das notas dos atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável.

Tabela 6.3 – Média das notas dos atributos quieto/barulhento e agradável/desagradável

	Som A Engrenagem NP	Som B Redutora de folga 315Nm/rad	Som C Redutora de folga 630Nm/rad
Quieto/Barulhento	8,9	4,9	5,1
Agradável/Desagradável	8,6	4,6	4,4

Assim com os resultados da prova de Kruskal-Wallis e da prova U de Mann-Whitney, ambos com 95% de confiança, concluímos que o som A distinguiu-se dos demais. Baseados nas provas estatísticas e na tabela das medias das notas temos que a percepção do som A, engrenagem NP, é ser mais barulhento e desagradável que os sons B e C, engrenagem com sistema de redução de folga com rigidez de 315 e 630Nm/rad respectivamente. Também podemos concluir que os sons B e C são iguais, convergindo com os resultados de vibração e ruído apresentados nos capítulos anteriores.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos.

Baseados nos resultados da determinação das excitações descritos no capítulo 3, concluímos que tanto a vibração da caixa de engrenagens quanto as oscilações de velocidade das engrenagens estão mais correlacionadas com a fase de carregamento do compressor do que com a combustão.

Considerando o fato que a engrenagem do compressor apresenta maior oscilação de rotação do que a motora, concluímos que o torque de excitação do compressor é a maior excitação do sistema e assim desprezar o torque do motor na engrenagem motora.

Os resultados da simulação do capítulo 3 mostraram deslocamentos e velocidades maiores na parte móvel da engrenagem redutora de folga quando comparado a fixa(movida) ao compressor.

A simulação também mostrou que ao aumentarmos a rigidez tanto os deslocamentos quanto as velocidades também são reduzidos.

Baseados nos resultados do capítulo 4, concluímos que a oscilação de velocidade da engrenagem do compressor é maior que a motora.

Concluímos também que a oscilação de velocidade da engrenagem motora não se altera em função da aplicação da engrenagem redutora de folga e nem em função do aumento da rigidez da mola da engrenagem redutora de folga.

Concluímos que a oscilação de deslocamentos da engrenagem com sistema de redução de folga, tanto da movida fixa ao compressor quanto da redutora, são maiores que da motora.

Mesmo aumentando a rigidez em 2 vezes os deslocamentos mostraram-se semelhantes, contrariando a simulação.

Houve diferenças, tanto na velocidade quanto no deslocamento, entre os valores medidos e simulados. Partes dessas diferenças podem ser devido ao modelo não incluir o efeito não linear da folga entre os dentes. Na literatura vimos que um efeito do contato pode ser a rigidez do dentado em função da folga entre dentes e como ela não foi considerada isto também pode ser um fator de diferença. A vibração torsional da árvore de manivelas do compressor não foi considerada no modelo, o que pode ser mais um fator de diferença.

Baseados nos resultados do capítulo 5 observamos:

- O nível de vibração global da tampa da caixa de engrenagens aumentou proporcionalmente com a carga do compressor, ou seja, varia com a fase de operação do compressor.
- Quando aplicamos a engrenagem com sistema de redução de folga o nível de vibração global continuou variando em função da fase de carregamento do compressor, mas sua magnitude foi reduzida em relação à engrenagem do compressor NP.
- Não foi observada diferença no nível global de vibração comparando a engrenagem redutora com rigidez de 315 versus 630Nm/rad, ou seja, aumentando a carga não diminuiu a vibração da tampa da caixa.
- O nível global de pressão sonora em campo próximo mostrou comportamento semelhante à vibração da tampa da caixa de engrenagens. Ou seja, variou com o ciclo de carregamento, diminuiu o nível com o uso da engrenagem redutora de folga em relação a NP, mas não mostrou diferença comparando a rigidez de 315 versus 630Nm/rad.
- O espectro de pressão sonora em campo próximo revelou um aumento nas amplitudes na faixa de frequência entre 1,5 e 6kHz também proporcional com a fase de carregamento.
- Assim como no nível global de pressão sonora os espectros também mostram resultados semelhantes, variação de amplitude em função da fase de carregamento, porém em menor proporção quando usamos a engrenagem redutora de folga ao invés da NP. Com uma única diferença significativa, ao usar a rigidez de 630Nm/rad na engrenagem redutora de

folga introduzimos um outro ruído, o ruído de engrenamento. Este ruído tornou-se perceptível provavelmente devido ao aumento da carga da mola que acarreta em aumento da pressão de contato entre dentes.

Então podemos resumir as conclusões do capítulo 5 em:

- Correlação tanto da vibração na tampa da caixa de engrenagens quanto da pressão sonora em campo próximo com a fase de carregamento do compressor.
- Diminuição do nível global tanto de vibração da tampa quanto da pressão sonora em virtude do uso da engrenagem redutora de folga. Resultados semelhantes entre as duas rigidezes com exceção do ruído de engrenamento no uso da rigidez de 630Nm/rad.

Baseados nos resultados do capítulo 6, do teste de júri podemos concluir que o ruído de batida de dentes com a engrenagem NP é mais barulhento e desagradável do que com a engrenagem com sistema de redução de folga.

O ruído de engrenamento não foi perceptível no teste de júri, pois não houve diferença no atributo tonal/atonal.

A prova *U* de Mann-Whitney foi de extrema importância, pois através dela concluímos que não é necessário usar uma mola com maior rigidez (630Nm/rad) uma vez que seu desempenho foi equivalente à de 315Nm/rad. Assim minimizamos as seguintes falhas do tipo:

- Desgaste nos dentes das engrenagens;
- Desgastes ou quebra no pino de apoio da mola torsional;
- Desgaste nos mancais do compressor de ar.

Sugestões para trabalhos futuros.

Para próximos trabalhos o efeito do ruído de engrenamento deve ser investigado, pois pode não ter sido detectado devido às condições do teste, porém em outras condições, tipo aceleração da rotação ou sem carga no compressor, pode ser perceptível. E se for perceptível é importante saber qual é essa percepção, positiva ou negativa?

Melhorar a resposta do modelo numérico também pode ser sugerido, pois com um modelo mais fiel poderíamos reduzir a quantidade de ensaios. Isto implicaria em levar em conta os seguintes itens num estudo futuro:

- Vibração torsional da árvore de manivelas do compressor;
- Rigidez do dentado em função da folga teórica entre dentes (modelo não linear da folga);
- Deformação e penetração dos dentes das engrenagens;
- Lubrificação e temperaturas de operação.

Referências.

- Amabili, M. , Fregolent, A. A Method to Identify Modal Parameters and Gear Errors by Vibrations of a Spur Gear Pair. *Journal of Sound and Vibration* 214(2),339-357, 1988.
- American Gear Manufacturers Association - AGMA 917-B97 Design Manual for Parallel Shaft Fine-Pitch Gearing American Gear Manufacturers Association / 92 pages 1973 ISBN: 1555896944
- Barthod, M., Hayne, B., Tébec, J.L., Pin, J.C. “Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation” *Applied Acoustics* 68 (2007) 1003–1025
- Fujimoto, T. , Chikatani, Y. , Kojima, J. “Reduction of idling rattle in manual transmission” SAE Technical Paper 870395, 1987,pp. 2.99–2.109.
- Gerges, S.N.Y. “Ruídos e Vibrações Veiculares” NR Ed. 1a Edição 2005.
- Inman, D. J. *Engineering Vibration* 3 ed. Prentice Hall, 2007.
- Jeffrey C. Huang and Kwin R. Abram, “Cummins 4B Noise Reduction Anti-Backlash Camshaft Gear” SAE Technical Paper 1999-01-1761.
- Johnson, O., Hiram, N. “Diagnosis and objective evaluation of gear rattle” SAE Technical Paper 911082, 1991, pp. 1547–1562.
- Kim, T.C. . *Analysis of Clearance Non-Linearities and Vibro-Impacts in Torsional Systems*. Athens: Department of Mechanical Engineering, Ohio State University, 2003, 216 p. Thesis (Degree Doctor of Philosophy)
- Mendes, S. Alexandre . *Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torsionais em Motores de Combustão Interna*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005, 132p. Dissertação de Mestrado.

- Moulin, L. “Simulation Study Of The Internal Mechanical Excitations To Reduce The Noise Emitted By A Heavy duty Engine” SAE Technical Paper 2003-01-1727.
- Seaman, R. , Johnson, C., Hamilton, R. “Component inertial effects on transmission design” SAE Technical Paper 841686, 1984, pp. 6.990–6.1008.
- Siegel, S. “Estatística Não Parametrica Para As Ciencias Do Comportamento”, Ed. McGraw-Hill do Brasil 1975, Cap. 6: O Caso De Duas Amostras Independentes, pp. 106-178.
- Siegel, S. “Estatística Não Parametrica Para As Ciencias Do Comportamento”, Ed. McGraw-Hill do Brasil 1975, Cap. 8: O Caso De k Amostras Independentes, pp. 197-218.
- Spessert, B., Ponsa, R. “Investigation in the Noise from Main Running Gear, Timing Gears and Injection Pump of DI Diesel Engines” SAE Technical Paper 900012.
- Taraza, D. “Quantifying Relationships Between the Crankshaft’s Speed Variation and the Gas Pressure Torque” SAE Technical Paper 2001-01-1007.
- Theodossiades, S., Tangasawi, O., Rahnejat, H. “Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle” Journal of Sound and Vibration 303 (2007) 632–658
- Wang, M., Manoj, R., Zhao, W. “ Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions”, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering 215 (2001) 241–258.

Apêndice A.

Neste apêndice temos as tabelas de notas e postos por atributo da prova de Kruskal-Wallis.

Tabela A.1 – Notas atributo quieto/barulhento

Quieto/Barulhento			
jurado	som A	som B	som C
1	10	7,5	5
2	7,5	2,5	5
3	10	2,5	7,5
4	7,5	2,5	10
5	10	7,5	5
6	10	7,5	7,5
7	5	0	0
8	10	7,5	7,5
9	10	7,5	7,5
10	7,5	5	5
11	10	7,5	2,5
12	7,5	0	2,5
13	7,5	2,5	5
14	10	7,5	7,5
15	7,5	2,5	2,5
16	10	2,5	2,5
17	7,5	2,5	2,5
18	7,5	5	2,5
19	10	2,5	2,5
20	10	5	2,5
21	10	7,5	7,5
22	7,5	2,5	5
23	10	7,5	7,5
24	10	7,5	7,5
25	10	7,5	7,5
26	10	7,5	7,5
27	7,5	5	5
28	7,5	2,5	2,5
29	10	7,5	7,5
30	10	2,5	2,5
31	10	7,5	7,5
32	7,5	2,5	5
33	10	7,5	2,5

Tabela A.2 – Notas atributo agradável/desagradável

Agradável/Desagradável			
Jurado	Som A	som B	som C
1	10	7,5	5
2	10	5	7,5
3	7,5	5	5
4	10	5	5
5	10	7,5	5
6	10	7,5	7,5
7	7,5	2,5	2,5
8	10	7,5	7,5
9	10	2,5	2,5
10	5	7,5	5
11	10	0	0
12	7,5	0	2,5
13	7,5	5	2,5
14	10	5	2,5
15	7,5	2,5	2,5
16	10	2,5	0
17	7,5	2,5	0
18	7,5	5	5
19	10	2,5	5
20	5	2,5	2,5
21	7,5	5	5
22	7,5	2,5	2,5
23	10	2,5	7,5
24	10	7,5	7,5
25	10	7,5	7,5
26	7,5	7,5	7,5
27	7,5	5	5
28	7,5	2,5	2,5
29	10	7,5	7,5
30	7,5	2,5	2,5
31	10	7,5	7,5
32	7,5	2,5	5
33	10	7,5	2,5

Tabela A.3 – Notas atributo grave/agudo

Grave/Agudo			
Jurado	Som A	som B	som C
1	7,5	7,5	7,5
2	7,5	2,5	7,5
3	0	5	5
4	7,5	5	2,5
5	7,5	7,5	10
6	0	5	2,5
7	5	5	5
8	5	2,5	5
9	2,5	2,5	2,5
10	5	7,5	5
11	10	2,5	7,5
12	2,5	5	2,5
13	2,5	2,5	2,5
14	2,5	5	10
15	2,5	7,5	7,5
16	2,5	7,5	5
17	2,5	5	2,5
18	5	7,5	7,5
19	2,5	7,5	10
20	2,5	7,5	10
21	5	5	5
22	5	0	2,5
23	7,5	2,5	7,5
24	10	7,5	5
25	10	7,5	7,5
26	2,5	5	5
27	2,5	7,5	7,5
28	7,5	7,5	7,5
29	10	0	2,5
30	2,5	7,5	7,5
31	2,5	2,5	2,5
32	5	2,5	2,5
33	2,5	5	5

Tabela A.4 – Notas atributo tonal/atonal

Tonal/Atonal			
Jurado	Som A	som B	som C
1	5	10	10
2	2,5	5	2,5
3	7,5	5	7,5
4	0	5	5
5	10	10	10
6	10	5	5
7	2,5	5	5
8	5	2,5	5
9	2,5	7,5	2,5
10	5	5	5
11	7,5	2,5	7,5
12	0	7,5	2,5
13	5	2,5	2,5
14	5	5	5
15	10	2,5	0
16	7,5	2,5	0
17	2,5	2,5	5
18	7,5	5	5
19	7,5	7,5	2,5
20	10	10	10
21	5	5	10
22	7,5	7,5	5
23	7,5	2,5	2,5
24	2,5	2,5	2,5
25	0	2,5	2,5
26	10	10	10
27	2,5	2,5	2,5
28	10	7,5	2,5
29	0	0	2,5
30	0	2,5	2,5
31	2,5	2,5	2,5
32	7,5	7,5	7,5
33	10	10	2,5

Tabela A.5 – Postos atributo quieto/barulhento

Quieto/Barulhento			
jurado	Som A	som B	som C
1	89	59	33
2	59	15	33
3	89	15	59
4	59	15	89
5	89	59	33
6	89	59	59
7	33	2	2
8	89	59	59
9	89	59	59
10	59	33	33
11	89	59	15
12	59	2	15
13	59	15	33
14	89	59	59
15	59	15	15
16	89	15	15
17	59	15	15
18	59	33	15
19	89	15	15
20	89	33	15
21	89	59	59
22	59	15	33
23	89	59	59
24	89	59	59
25	89	59	59
26	89	59	59
27	59	33	33
28	59	15	15
29	89	59	59
30	89	15	15
31	89	59	59
32	59	15	33
33	89	59	15

Tabela A.6 – Postos atributo agradável/desagradável

Agradável/Desagradável			
Jurado	Som A	som B	som C
1	91	65,5	38,5
2	91	38,5	65,5
3	65,5	38,5	38,5
4	91	38,5	38,5
5	91	65,5	38,5
6	91	65,5	65,5
7	65,5	17	17
8	91	65,5	65,5
9	91	17	17
10	38,5	65,5	38,5
11	91	3	3
12	65,5	3	17
13	65,5	38,5	17
14	91	38,5	17
15	65,5	17	17
16	91	17	3
17	65,5	17	3
18	65,5	38,5	38,5
19	91	17	38,5
20	38,5	17	17
21	65,5	38,5	38,5
22	65,5	17	17
23	91	17	65,5
24	91	65,5	65,5
25	91	65,5	65,5
26	65,5	65,5	65,5
27	65,5	38,5	38,5
28	65,5	17	17
29	91	65,5	65,5
30	65,5	17	17
31	91	65,5	65,5
32	65,5	17	38,5
33	91	65,5	17

Tabela A.7 – Postos atributo grave/agudo

Grave/Agudo			
Jurado	som A	som B	som C
1	77	77	77
2	77	20,5	77
3	2,5	49,5	49,5
4	77	49,5	20,5
5	77	77	95,5
6	2,5	49,5	20,5
7	49,5	49,5	49,5
8	49,5	20,5	49,5
9	20,5	20,5	20,5
10	49,5	77	49,5
11	95,5	20,5	77
12	20,5	49,5	20,5
13	20,5	20,5	20,5
14	20,5	49,5	95,5
15	20,5	77	77
16	20,5	77	49,5
17	20,5	49,5	20,5
18	49,5	77	77
19	20,5	77	95,5
20	20,5	77	95,5
21	49,5	49,5	49,5
22	49,5	2,5	20,5
23	77	20,5	77
24	95,5	77	49,5
25	95,5	77	77
26	20,5	49,5	49,5
27	20,5	77	77
28	77	77	77
29	95,5	2,5	20,5
30	20,5	77	77
31	20,5	20,5	20,5
32	49,5	20,5	20,5
33	20,5	49,5	49,5

Tabela A.8 – Postos atributo tonal/atonal

Tonal/Atonal			
Jurado	som A	som B	som C
1	53,5	91	91
2	25	53,5	25
3	74	53,5	74
4	4,5	53,5	53,5
5	91	91	91
6	91	53,5	53,5
7	25	53,5	53,5
8	53,5	25	53,5
9	25	74	25
10	53,5	53,5	53,5
11	74	25	74
12	4,5	74	25
13	53,5	25	25
14	53,5	53,5	53,5
15	91	25	4,5
16	74	25	4,5
17	25	25	53,5
18	74	53,5	53,5
19	74	74	25
20	91	91	91
21	53,5	53,5	91
22	74	74	53,5
23	74	25	25
24	25	25	25
25	4,5	25	25
26	91	91	91
27	25	25	25
28	91	74	25
29	4,5	4,5	25
30	4,5	25	25
31	25	25	25
32	74	74	74
33	91	91	25

Apêndice B.

Neste apêndice temos as tabelas de notas e postos por atributo da prova U de Mann-Whitney.

Tabela B.1 – Notas e postos atributo quieto/barulhento

Quieto/Barulhento				
Jurado	nota B	posto	nota C	posto
1	7,5	52	5	32,5
2	2,5	15	5	32,5
3	2,5	15	7,5	52
4	2,5	15	10	66
5	7,5	52	5	32,5
6	7,5	52	7,5	52
7	0	2	0	2
8	7,5	52	7,5	52
9	7,5	52	7,5	52
10	5	32,5	5	32,5
11	7,5	52	2,5	15
12	0	2	2,5	15
13	2,5	15	5	32,5
14	7,5	52	7,5	52
15	2,5	15	2,5	15
16	2,5	15	2,5	15
17	2,5	15	2,5	15
18	5	32,5	2,5	15
19	2,5	15	2,5	15
20	5	32,5	2,5	15
21	7,5	52	7,5	52
22	2,5	15	5	32,5
23	7,5	52	7,5	52
24	7,5	52	7,5	52
25	7,5	52	7,5	52
26	7,5	52	7,5	52
27	5	32,5	5	32,5
28	2,5	15	2,5	15
29	7,5	52	7,5	52
30	2,5	15	2,5	15
31	7,5	52	7,5	52
32	2,5	15	5	32,5
33	7,5	52	2,5	15

Tabela B.2– Notas e postos atributo agradável/desagradável

Agradável/Desagradável				
Jurado	nota B	posto	nota C	posto
1	7,5	56,5	5	37,5
2	5	37,5	7,5	56,5
3	5	37,5	5	37,5
4	5	37,5	5	37,5
5	7,5	56,5	5	37,5
6	7,5	56,5	7,5	56,5
7	2,5	17	2,5	17
8	7,5	56,5	7,5	56,5
9	2,5	17	2,5	17
10	7,5	56,5	5	37,5
11	0	3	0	3
12	0	3	2,5	17
13	5	37,5	2,5	17
14	5	37,5	2,5	17
15	2,5	17	2,5	17
16	2,5	17	0	3
17	2,5	17	0	3
18	5	37,5	5	37,5
19	2,5	17	5	37,5
20	2,5	17	2,5	17
21	5	37,5	5	37,5
22	2,5	17	2,5	17
23	2,5	17	7,5	56,5
24	7,5	56,5	7,5	56,5
25	7,5	56,5	7,5	56,5
26	7,5	56,5	7,5	56,5
27	5	37,5	5	37,5
28	2,5	17	2,5	17
29	7,5	56,5	7,5	56,5
30	2,5	17	2,5	17
31	7,5	56,5	7,5	56,5
32	2,5	17	5	37,5
33	7,5	56,5	2,5	17