

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**  
**ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA**

FELIPE GASTALDO CIFONI

Avaliação de vibrações no bloco do motor e pressão sonora no interior do veículo relacionados a detonação em motores de ignição por centelha.

São Carlos

2013



FELIPE GASTALDO CIFONI

Avaliação de vibrações no bloco do motor e pressão sonora no interior do veículo relacionados a detonação em motores de ignição por centelha.

Monografia apresentada à escola de engenharia de São Carlos como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de engenheiro eletricista.

Curso de Engenharia Elétrica com Ênfase em Sistemas de Energia e Automação.

Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti

São Carlos

2013

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,  
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS  
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

C569a Cifoni, Felipe Gastaldo  
Avaliação de vibrações no bloco do motor e pressão sonora no interior do veículo relacionados a detonação em motores de ignição por centelha / Felipe Gastaldo Cifoni; orientador Rodrigo Nicoletti. São Carlos, 2013.

Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica com ênfase em Sistemas de Energia e Automação) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2013.

1. Detonação. 2. Processamento digital de sinais. 3. motores de ignicao por centelha. 4. ruído e vibração. 5. Knocking. I. Título.

# FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: Felipe Gastaldo Cifoni

Título: "Avaliação de vibrações no bloco do motor e pressão sonora no interior do veículo relacionados a detonação"

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado  
em 28 / 11 / 13,

com NOTA DEZ ( 10 , 0 ), pela Comissão Julgadora:

*Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti - (Orientador - SEM/EESC/USP)*

*Prof. Dr. Marcelo Basílio Joaquim - (SEL/EESC/USP)*

*Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira - (SEM/EESC/USP)*

Coordenador da CoC-Engenharia Elétrica - EESC/USP:  
Prof. Associado Homero Schiabel



## **Resumo**

Esta monografia apresenta um estudo sobre a detonação e aplicação de processamento digital de sinais para analisar dados de som e vibração resultante da mesma em motores de Ciclo Otto e consiste de um estudo inicial para a criação de uma métrica para avaliação da detonação em termos de ruído. A motivação deste trabalho surgiu durante o estágio realizado na Ford no Campo de Provas de Tatuí, na área de Powertrain NVH (Noise, Vibration e Harshness) que compreende os ruídos e vibrações provenientes do trem de força. Foram realizados testes em um veículo e utilizando espectrogramas analisamos os dados, dando especial enfoque nas frequências de ressonância da combustão e a sua relação com a avaliação subjetiva de ruído da detonação e apesar de não obtermos o resultado esperado, deixamos como conclusão pontos que poderiam ser melhorados nos procedimentos de análises e testes com o propósito de obter melhores resultados.

**Palavras-chave:** detonação; vibração; ruído; processamento digital de sinais.





## **Abstract**

This monograph presents a study about knocking and applied digital signal processing to analyze sound and vibration data resulting of knocking in spark ignition engines and consists of an initial study to create a new metric to evaluate knocking noise. The motivation for this essay evolved during the internship realized at Ford Motor Company proving grounds at Tatuí in the Powertrain NVH team. Some tests were performed on a vehicle and utilizing spectrograms the data were analyzed with special focus on the combustion resonances frequencies and its relation with the subjective evaluation of the noise, although the desired outcomes were not reached, we leave as conclusion some points that could be improved in the analyze and test procedures so that we could yield better results.

**Keywords:** knocking; noise; vibration; digital signal processing.



## Lista de figuras

Figura 2.1- Ilustração do ciclo de 4 tempos. (a)Admissão; (b)Compressão da mistura e ignição; (c)Queima e expansão do gás; (d) Exaustão do gás queimado. (HEYWOOD, 1988).....	19
Figura 2.2 - Ilustração de um mapa de avanço de centelha dependente da carga e rotação. (KIENCKE; NIELSEN, 2005) .....	21
Figura 2.3 - (a) Propagação da chama em direção a parte da mistura não queimada; (b)Autoignição resultante do aumento de pressão e temperatura. (TURNS, 2000).....	22
Figura 2.4 - Pressões nos cilindros mensuradas com transdutores de pressão. (FORD, 2006) .....	23
Figura 2.5 - Ilustração dos modos acústicos de ressonância do gás em uma câmara cilíndrica. (a) Primeiro modo circunferencial (1,0) (b) Segundo modo circunferencial (2,0) (c) Primeiro modo radial (0,1) (d) Primeiro modo axial, que como dito anteriormente será desconsiderado. (SCHOLL et al., 1998).....	26
Figura 2.6 - Comparação entre as frequências de modos de vibração estimados (esquerda) e mensurados experimentalmente utilizando transdutores de pressão (direita). (SCHOLL et al., 1998) .....	27
Figura 2.7 - Ponto de operação em termos de intensidade de detonação segundo critérios de durabilidade. (FORD, 2002, p.21).....	29
Figura 2.8 - (a) Componentes seno e cosseno que compõe a exponencial complexa, (b) representação vetorial da exponencial complexa no plano complexo. (VASEGUI, 2008).....	30
Figura 2.9- Ilustração da transformada de Fourier de curta duração em um sinal $x(t)$ . (Gao, R.X.; Yan, R., 2011) .....	34
Figura 3.1 - Esquemático interno do acelerômetro utilizado (BRÜEL & KJÆR, 1997) ..	39
Figura 3.2 - Curva de resposta do acelerômetro utilizado (BRÜEL & KJÆR, 2004).....	39
Figura 3.3 - Montagem dos acelerômetros para medição de vibrações no bloco do motor indicados com números de 1 a 4.....	40
Figura 3.4 - Curva de resposta do microfone utilizado (B&K, 2008) .....	40
Figura 3.5 - Instrumentação utilizada para medição de ruído interno no veículo .....	41
Figura 3.6 - Janela móvel da Transformada de Fourier de Curta Duração (LMS, 2012) ..	44
Figura 3.7 - Resolução tempo-frequência utilizada para cálculo dos espectrogramas no software LMS Testlab.....	44
Figura 3.8 - Curvas de ponderação de níveis sonoros (AARTS, 1992).....	45
Figura 3.9 - Corrida 01 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: nenhum.....	46
Figura 3.10 - Corrida 02 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: baixo.....	46
Figura 3.11 - Corrida 03 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: nenhum.....	47
Figura 3.12 - Corrida 04 (1000rpm) - Impressão subjetiva: alto.....	47

Figura 3.13 - Corrida 06 (1000rpm) - Impressão subjetiva: alto .....	48
Figura 3.14 - Corrida 02 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio.....	48
Figura 3.15 - Corrida 03 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio.....	49
Figura 3.16 - Corrida 04 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto .....	49
Figura 3.17 - Corrida 08 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo.....	50
Figura 3.18 - Espectro dos 4 acelerômetros em diferentes posições do bloco para a corrida 3 (1000rpm) que não apresenta detonação. ....	52
Figura 3.19 - Espectro dos 4 acelerômetros em diferentes posições do bloco para a corrida 6 (1000rpm) que apresenta alto nível de detonação com as frequências dos 4 primeiros modos indicadas. ....	53
Figura 3.20 - Espectrograma do acelerômetro 4 (Corrida 4 – 1000rpm) .....	54
Figura 3.21 – Trecho do espectrograma do acelerômetro 4 (corrida 4 - 1000rpm) com escala de amplitude logarítmica mostrando um evento de detonação.....	55
Figura 3.22 – Processamento realizado para extrair secções nas frequências de interesse do microfone e acelerômetro. (LMS, 2012).....	55
Figura 3.23 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 7,47kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm. ....	56
Figura 3.24 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 12,4kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm. ....	57
Figura 3.25 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 15,0kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm. ....	57
Figura 3.26 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 17,05kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm. ....	58
Figura 3.27 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 7,47kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm.....	59
Figura 3.28 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 12,40kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm.....	59
Figura 3.29 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 15kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm.....	60
Figura 3.30 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 17,05kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm.....	60
Figura 3.31 - Janela de reprodução de áudio utilizando filtros do software LMS Testlab 61	
Figura 6.1 - Corrida 01 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio .....	71
Figura 6.2 - Corrida 05 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto .....	71
Figura 6.3 - Corrida 06 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto .....	72
Figura 6.4 - Corrida 07 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo.....	72
Figura 6.5 - Corrida 09 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo.....	73

## Lista de tabelas

Tabela 2.1 - Valores das constantes “ $\beta m \cdot n$ ” para cálculo das frequências de ressonância. (KIENCKE; NIELSEN, 2005, p. 139).....	27
Tabela 3.1 - Especificações motor Zetec Rocam 1.0L .....	37
Tabela 3.2 - Medições realizadas a 1000 rpm.....	42
Tabela 3.3 - Medições realizadas a 1500 rpm.....	42
Tabela 3.4 - Frequências de ressonância de combustão esperadas para o motor utilizado. .....	43



## Sumário

<b>Lista de figuras .....</b>	<b>11</b>
<b>Lista de tabelas .....</b>	<b>13</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>17</b>
<b>2. Revisão bibliográfica.....</b>	<b>19</b>
2.1. Motor de Ciclo Otto.....	19
2.2. Ignição e o processo de queima normal .....	20
2.3. A detonação.....	22
2.3.1. Condições de carga e rotação.....	24
2.3.2. Combustíveis e octanagem .....	24
2.3.3. Frequências de ressonância da combustão .....	25
2.3.4. Intensidade de detonação e durabilidade .....	28
2.4. Ferramentas de Processamento Digital de Sinais .....	29
2.4.1. Série de Fourier.....	30
2.4.2. Transformada de Fourier .....	31
2.4.3. Transformada Discreta de Fourier .....	32
2.4.4. Transformada de Fourier de Curta Duração .....	33
2.4.5. Janelamento .....	35
<b>3. Procedimento experimental .....</b>	<b>37</b>
3.1. Equipamentos utilizados .....	37
3.1.1. Veículo e combustível.....	37
3.1.2. Módulo de aquisição de dados .....	37
3.1.3. Acelerômetros.....	38
3.1.4. Microfones.....	40
3.2. Procedimento realizado.....	41
3.3. Análise de resultados .....	43
<b>4. Conclusão .....</b>	<b>63</b>
<b>5. Bibliografia.....</b>	<b>67</b>
Referenciada: .....	67
Consultada: .....	68
<b>6. Apêndice A – Espectrogramas .....</b>	<b>71</b>





## **1. Introdução**

Motores de combustão interna são largamente empregados em diversas aplicações, especialmente por possuírem uma elevada relação entre potência e peso em conjunto com combustíveis com uma elevada densidade de energia, sendo assim largamente aplicado em veículos de transporte de todo tipo e maquinário portátil. Dentro da categoria de motores de combustão interna nosso foco será voltado a motores de 4 tempos com ignição por centelha por representarem grande parte da frota de automóveis corrente e, ainda mais especificamente, trataremos de um fenômeno da operação dos mesmos chamado de detonação. A detonação é um evento indesejado ocasionado por uma combustão anormal que apresenta um ruído audível característico. Esse fenômeno é intrínseco do funcionamento de motores de combustão interna, podendo causar desde um desconforto associado ao ruído emitido até mesmo danificar seriamente os componentes do motor.

Níveis aceitáveis de detonação e a calibração do ponto de ignição são determinados com base em diversos requisitos, como durabilidade, eficiência e emissões, porém não existe uma métrica para quantificar a detonação em termos de ruído interno e relacioná-la com a impressão subjetiva, sendo assim isso não é levado em consideração e por conta disso o ruído associado a detonação é causa de um grande número de reclamações de consumidores.

Desejamos verificar se é possível identificar a detonação dando especial atenção as frequências de ressonância da combustão e relacionar essas frequências características com a percepção subjetiva dos ocupantes do veículo para diferentes níveis de detonação e avaliar se posteriormente isso pode ser aplicado no desenvolvimento de uma métrica para a medição de detonação e trazer uma melhoria para o produto. Com esse propósito estudamos o fenômeno e utilizando técnicas de processamento digital de sinais, analisamos os testes preliminares realizados em um veículo instrumentado com acelerômetros e microfones com o intuito de avaliar a detonação para efeitos de ruído interno e vibração no bloco do motor.

Incluindo a introdução, apresentada no capítulo 1, este trabalho está estruturado em 4 capítulos. O capítulo 2 apresenta um estudo bibliográfico dos temas abordados, são eles o funcionamento de motores de Ciclo Otto, aprofundando na ignição e detonação e as ferramentas de processamento de sinais utilizadas. No capítulo 3 estão explicados os procedimentos para a realização dos testes, bem como os resultados das análises realizadas. Finalmente, no capítulo 4, temos as conclusões.



## 2. Revisão bibliográfica

A seguir apresenta-se uma revisão dos conceitos envolvidos na elaboração deste trabalho com o objetivo de embasar considerações realizadas nos capítulos seguintes. Os principais tópicos abordados são o funcionamento básico do motor de Ciclo Otto, considerações sobre a ignição e o fenômeno da detonação e fatores que influenciam no mesmo e por fim uma breve consideração sobre os métodos de processamento de sinais utilizados, abordando principalmente a Transformada de Fourier Discreta, a Transformada de Fourier de Curta Duração e sua aplicação na construção de espectrogramas.

### 2.1. Motor de Ciclo Otto

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma energia química proveniente do combustível em energia mecânica e tem esse nome pois utiliza como fluido de trabalho os próprios gases resultantes da combustão, sendo nesse caso a mistura ar-combustível que é comprimida, queimada e se expande. Nosso foco será o motor de Ciclo Otto, também conhecido como motor de combustão interna de 4 tempos com ignição por centelha, cujo funcionamento será brevemente descrito. Na figura 2.1 temos ilustrados os 4 tempos que constituem um ciclo de operação do motor que serão brevemente explicados a seguir:

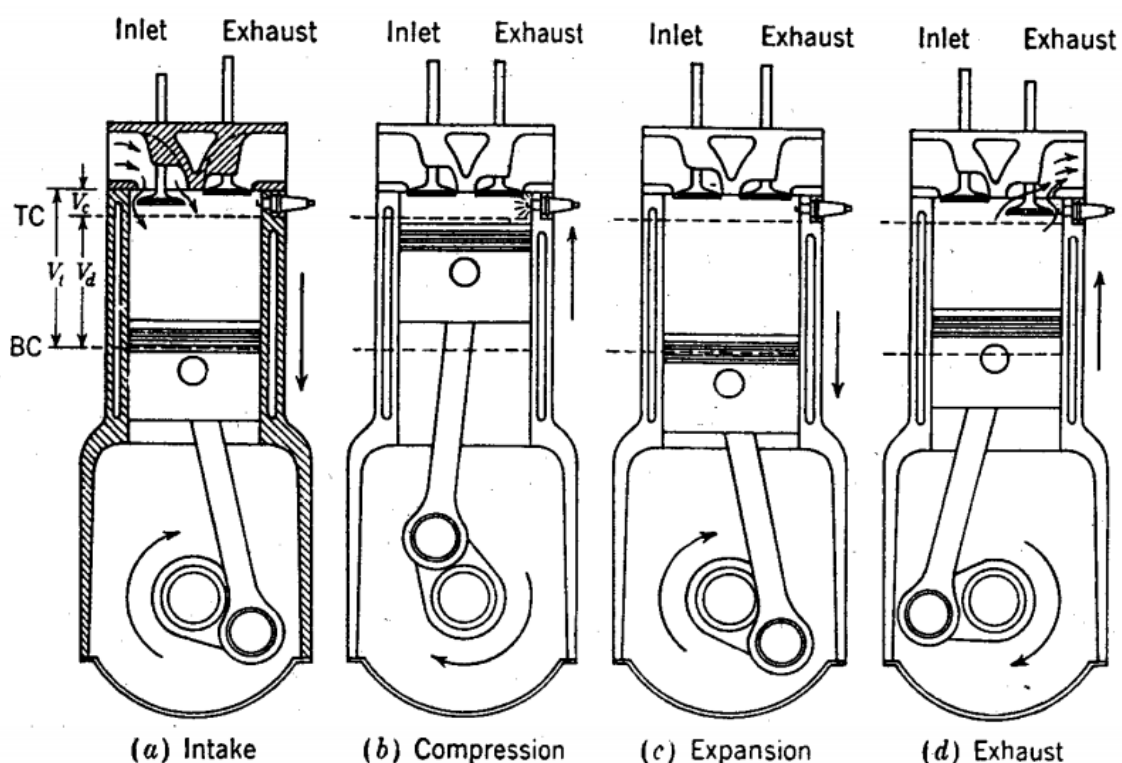


Figura 2.1- Ilustração do ciclo de 4 tempos. (a)Admissão; (b)Compressão da mistura e ignição; (c)Queima e expansão do gás; (d) Exaustão do gás queimado. (HEYWOOD, 1988)

- (a) Admissão: o ciclo se inicia com a abertura das válvulas de admissão (chamado de *inlet valve* na imagem), injeção do combustível no coletor de admissão e o início da descida do pistão, enquanto a válvula de exaustão (*exhaust valve*) é mantida fechada, esse movimento é feito de maneira sincronizada por uma correia conectada ao virabrequim que movimenta os comandos de válvulas. Com a descida do pistão do ponto morto superior (TC) para o ponto morto inferior (BC) e consequente aumento do volume na câmara de combustão a massa fresca de ar e combustível é succionada para dentro do cilindro.
- (b) Compressão: posteriormente inicia-se a compressão da mistura ar-combustível, o virabrequim continua a girar, com ambas as válvulas fechadas e o pistão inicia o movimento de subida até o TC, fazendo com que a mistura que antes ocupava um grande volume  $V_t$ , fique confinada apenas à câmara de combustão  $V_c$ , é importante ressaltar que a relação entre o volume total ( $V_t$ ) do cilindro antes do início da compressão e o volume da câmara de combustão ( $V_c$ ) é chamado de Taxa de Compressão e terá sua importância explicada posteriormente. Ao final da compressão, com o auxílio de uma centelha elétrica entre os eletrodos da vela localizada no cabeçote do motor, ocorre a ignição da mistura confinada na câmara e início da queima do combustível.
- (c) Expansão: Após a ignição temos um grande aumento de temperatura e pressão ocasionado pela reação exotérmica da combustão, os gases impulsionam os pistões em direção ao BC e forçam o virabrequim a continuar o movimento rotativo, transmitindo potência às rodas.
- (d) Exaustão: as válvulas de exaustão são abertas enquanto as de admissão permanecem fechadas e como resultado da pressão interna aos cilindros ser substancialmente maior do que no sistema de escape e do movimento de subida do pistão os gases resultantes da reação de queima são expelidos e o ciclo é reiniciado.

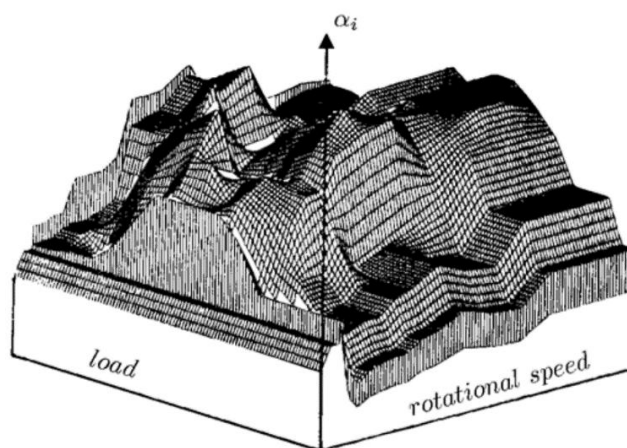
É importante salientar que a tomada de ar em motores de ignição por centelha é regulada por uma válvula do tipo borboleta com o propósito de reduzir o fluxo quando a potência requerida é inferior à máxima, obtida com abertura total (HEYWOOD, 1988). O gerenciamento, quase que na totalidade das aplicações atualmente, é feito através de um módulo eletrônico conectado a diversos sensores e atuadores com a função de controlar o motor de forma precisa e tem especial importância por regular a quantidade de combustível a ser entregue e o tempo correto de ignição em um determinado ciclo, sendo as principais variáveis de referência as condições de abertura de borboleta e rotação do motor. A seguir iremos discorrer sobre o funcionamento da ignição e o processo de queima.

## 2.2. Ignição e o processo de queima normal

Inicialmente discutiremos o funcionamento da ignição e o processo normal de queima e posteriormente será tratada da detonação propriamente dita e de características particulares da mesma. No motor convencional a ignição por centelha o combustível e o ar são misturados no sistema de admissão, induzidos para dentro dos cilindros através da válvula de admissão, onde são misturados a

gases residuais e depois comprimidos. Em condições normais de operação a combustão é iniciada em torno do final do processo de compressão pela vela por meio de uma descarga elétrica e se expande rapidamente pela câmara de combustão. Essa expansão ocorre na forma de uma frente de chama, nomeado a zona de reação, que se propaga pela mistura ar-combustível e atrás dela ficam só os gases, produtos da reação de combustão até atingir as paredes da câmara e se extinguir (HEYWOOD, 1988).

O ponto de ignição é definido em graus antes do TC e chamado de avanço de centelha, sendo assim se é introduzido um maior avanço, significa que a centelha acontecerá antes, se a centelha é retardada ela demorará mais, acontecendo mais tarde no ciclo. Se a centelha é progressivamente avançada temos um aumento no trabalho de compressão feito pelos pistões no gás, se o contrário ocorre e a centelha é retardada temos que o pico de pressão ocorre tarde no ciclo e o trabalho exercido pelos gases em expansão sobre o pistão é reduzido, sendo assim temos que o ponto ideal de centelha em que se tem o maior torque e eficiência, também chamado de MBT (*maximum brake torque*), estará no ponto de equilíbrio entre esses dois fatores. Na prática a centelha é ligeiramente retardada do ponto de MBT por conta de requisitos de emissões e de durabilidade com o intuito de evitar a detonação (HEYWOOD, 1988). Na figura 2.2 temos uma ilustração de uma mapa de avanço de centelha, em que temos definidos o tempo de ignição em graus,  $\alpha_i$ , específico para cada condição em função da rotação do motor e das condições de carga (*load*) que, de acordo com a estratégia de calibração são considerados diferentes parâmetros para a estimação da carga, porém não convém para nós entrar em detalhes, para nosso caso podemos considerar relacionado diretamente com a abertura de borboleta.



**Figura 2.2 - Ilustração de um mapa de avanço de centelha dependente da carga e rotação. (KIENCKE; NIELSEN, 2005)**

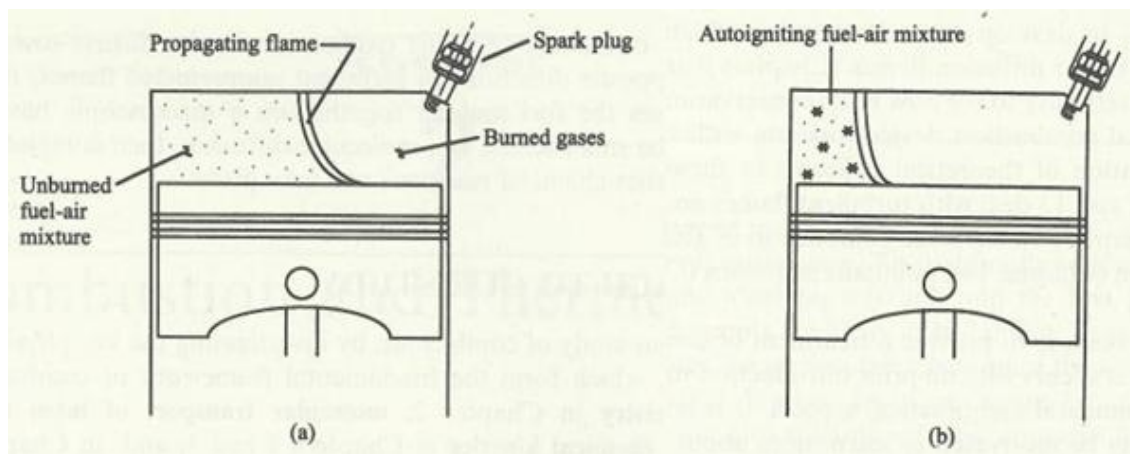
Até então foi descrito o processo de combustão normal no qual as chamas se desenvolvem uniformemente até toda a carga ser consumida, entretanto por diversos fatores como combustível, condições de operação e projeto do motor, podem haver distúrbios no processo de queima que são a pré-ignição e a detonação. A pré-ignição ocorre quando temos o início da queima antes da centelha da vela, o que pode acabar resultando em detonação, mas não será nosso enfoque pois, segundo

Heywood (1988), “o mesmo pode ser solucionado com atenção apropriada ao projeto do motor, enquanto a detonação é inerente ao funcionamento do mesmo e afeta sua potência e eficiência”. Pretendemos estudar especificamente a detonação como causa de reclamações com relação ao ruído interno. A seguir discutiremos o fenômeno de detonação.

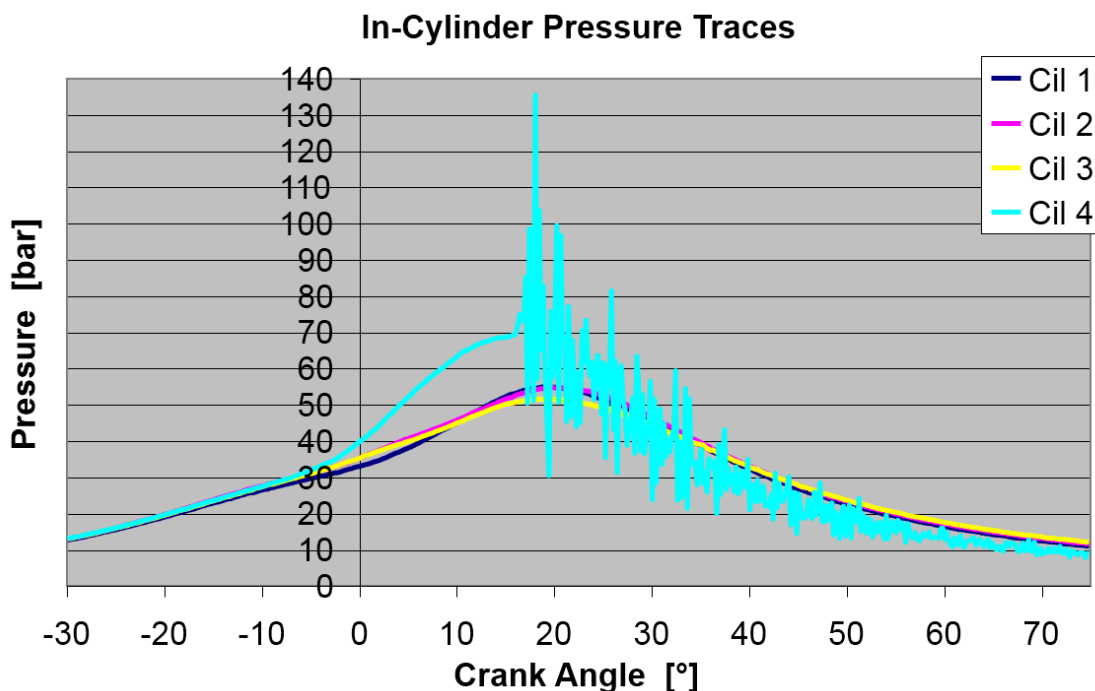
### 2.3. A detonação

Com a queima e propagação das chamas através da câmara é observado uma elevação de pressão e temperatura, fazendo com que a parte da mistura de ar-combustível até então não queimada seja comprimida, podendo sofrer auto ignição, que é definida como a “rápida reação de combustão que não é iniciada por uma fonte externa de ignição”(HEYWOOD, 1988), antes das reações da frente de queima normal percorrerem toda a carga, fazendo com que a energia seja liberada de maneira rápida causando oscilações de pressão de alta frequência e amplitude que produzem um forte ruído metálico característico, vulgarmente chamado de batida de pino, ou *knock* em inglês, dando origem ao nome do fenômeno.

Na figura 2.3 temos uma ilustração da auto ignição ocorrendo fora da frente de chama principal que resultará no *knocking* e na figura 2.4 temos um gráfico de dados de um ciclo de pressão interna aos cilindros mensurados com transdutores de pressão em que somente o cilindro 4 apresenta detonação e o restante dos cilindros apresenta curvas de pressão normais.



**Figura 2.3 - (a) Propagação da chama em direção a parte da mistura não queimada; (b) Autoignição resultante do aumento de pressão e temperatura. (TURNS, 2000)**



**Figura 2.4 - Pressões nos cilindros mensuradas com transdutores de pressão. (FORD, 2006)**

Enquanto a combustão normal apresenta velocidade subsônica, a detonação apresenta uma onda de choque com velocidade supersônica decorrente da colisão da frente de chama principal iniciada pela centelha da vela e da rápida liberação de energia causada pela auto ignição. (TURNS, 2000). Analisando o gráfico da figura 2.4 notamos que a pressão observada nos outros cilindros sem detonação apresenta uma variabilidade muito pequena, enquanto no cilindro 4 há uma elevação de pressão muito mais rápida e oscilações de grande amplitude que serão discutidas em mais detalhes na seção 2.3.3.

É importante comentar que dos parâmetros de projeto do motor, um que tem especial importância para nós é a taxa de compressão pois, para o Ciclo Otto, um aumento na taxa de compressão traz um aumento no rendimento do ciclo, no entanto é crítico em termos de detonação por aumentar não só a temperatura, como também a pressão na câmara fazendo com que haja uma maior a propensão à auto ignição. (KASSERIS, 2011)

Segundo Heywood (1988), “um acelerômetro acoplado ao motor pode dar indicações de intensidade de *knocking* relativa desde que a posição seja mantida a mesma para todos os testes, mas o método mais preciso seria a medição das máximas oscilações de pressão nos cilindros”, “A detonação pode ser controlada pelo avanço de centelha, tanto em ocorrências como em intensidade.”

A ocorrência e severidade da detonação dependem de dezenas de fatores dentre eles muitos relativos ao projeto do motor, que já estão sedimentados e são definidos com base em outros requisitos como performance e economia de combustível por exemplo e por esse motivo não é conveniente para nós aprofundar, é interessante para nós avaliarmos parâmetros relacionados a condições de operação

para a realização dos testes que afetam a temperatura e pressão da mistura não queimada dentro da câmara de combustão, o tempo requerido para queimar a carga e a resistência de determinado combustível a resistir a essas condições sem sofrer auto ignição. A seguir discutiremos o efeito das condições de operação do motor em termos de carga e rotação para a intensidade da detonação, do combustível, de como são modeladas as oscilações de pressão comentadas e como é determinada a intensidade de detonação com base em critérios de durabilidade.

### **2.3.1. Condições de carga e rotação**

Em motores de ignição por centelha sabemos que o torque desenvolvido é proporcional a capacidade de tomada de ar por esse ser o fator limitante da quantidade de combustível que pode ser queimada. A quantidade de ar que o motor consegue aspirar depende especialmente de 2 fatores de operação: o primeiro é a condição de abertura de borboleta, que, como dito anteriormente regula o fluxo de ar do sistema e a segunda é a rotação que determina essa capacidade tomada de ar pelos aspectos de projeto do motor como um todo, pelo desenho de comandos de válvulas, tamanho e quantidade de válvulas de admissão e exaustão, sistema de admissão, sistema de escapamento, entre outros.

Para nós esse fator tem grande importância pois nos ajuda a relacionar as condições de operação como a rotação e carga à tendência e intensidade de detonação. Sabemos que as condições mais críticas estão relacionadas a rotação em que o motor possui maior torque e em altas cargas (i. e. com máxima abertura de borboleta), pois teremos uma maior quantidade de mistura de ar e combustível aprisionada na câmara, logo com a compressão teremos um maior aumento de temperatura e pressão, além de uma maior quantidade de combustível queimada, liberando mais energia.

### **2.3.2. Combustíveis e octanagem**

Características físicas e químicas variam de acordo com cada tipo de combustível e tem grande importância no processo de queima e desempenho de motores a ignição por centelha, dessas características a mais importante para nós é a habilidade de um combustível resistir a detonação, chamada de octanagem. A tendência a detonação depende do projeto do motor e das variáveis de operação que influenciam na temperatura, pressão e tempo que a mistura deve suportar antes que a chama a alcance e queime por completo. (HEYWOOD, 1988)

A octanagem é um índice que faz uma relação de equivalência da resistência à detonação de um dado combustível com o equivalente de uma mistura de n-heptano que possui a menor resistência (por definição o valor zero de octanagem) e 2,2,4-trimetilpentano (valor 100), ambos componentes da gasolina (TAYLOR, 1976).

Existem procedimentos específicos para determinação da octanagem de combustíveis e existem duas escalas principais, a RON (researcher octane number) e a MON (motor octane number),



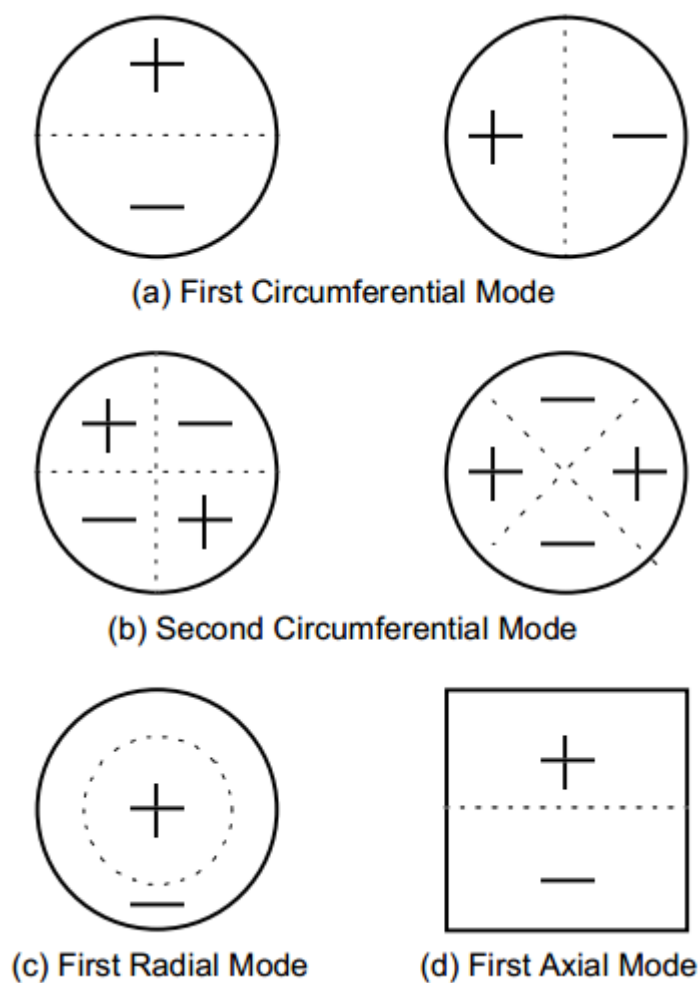
determinadas com procedimentos muito semelhantes utilizando um motor monocilindro com velocidade constante, sendo que a segunda apresenta condições mais severas de teste. Segundo Heywood (1988) esses índices nem sempre predizem com precisão como combustíveis irão se comportar em diferentes tipos de motores e condições de operação e clima, por isso é utilizado o chamado *Antiknock index* (AKI), que é uma média dos índices MON e RON, sendo igual a 110 para o etanol e variando entre 87 e 93 para a gasolina.

### 2.3.3. Frequências de ressonância do gás na câmara de combustão

O primeiro a ter sucesso ao relacionar quantitativamente a intensidade das ondas de pressão que acompanham a detonação foi Charles Draper e, segundo ele, “a predição dos tipos de ondas de pressão esperadas no espaço da combustão de um motor após a detonação ter ocorrido requer a solução da equação de onda sonora nos limites geométricos dados” (DRAPER, 1938, p.1, tradução nossa), seus resultados foram utilizados como referência para inúmeros trabalhos e a equação que leva seu nome, a equação de Draper, (equação 2.1) conforme visto em Kiencke e Nielsen (2005, p. 138) é largamente utilizada para predição e controle de detonação em motores de combustão interna. Vale ressaltar que não é o escopo desse trabalho aprofundar na dedução dessa equação, simplesmente introduzi-la e aplicar o resultado para análises.

$$f_{m,n} = \frac{\beta_{m,n} \cdot c_0 \cdot \sqrt{T/273K}}{D} \quad (2.1)$$

O diâmetro da câmara é representado por  $D$ ,  $T$  é a temperatura do gás na mesma,  $c_0$  é a velocidade do som na mistura a 273K e  $\beta_{m,n}$  é o coeficiente de onda determinado pela da Equação de Bessel (KASSERIS, 2011). Os índices  $m$  e  $n$  denotam os números dos modos radial e circunferencial do gás na câmara de combustão respectivamente, é importante ressaltar que os modos axiais podem ser desconsiderados pelo fato da combustão ocorrer muito próxima ao ponto morto superior e nesse ponto a dimensão em altura da câmara de combustão é muito pequena comparada ao raio (RIZZONI; SAMIMY, 1996). Na figura 2.5 temos uma ilustração da maneira como se apresentam as oscilações de pressão relacionadas a cada um dos modos.



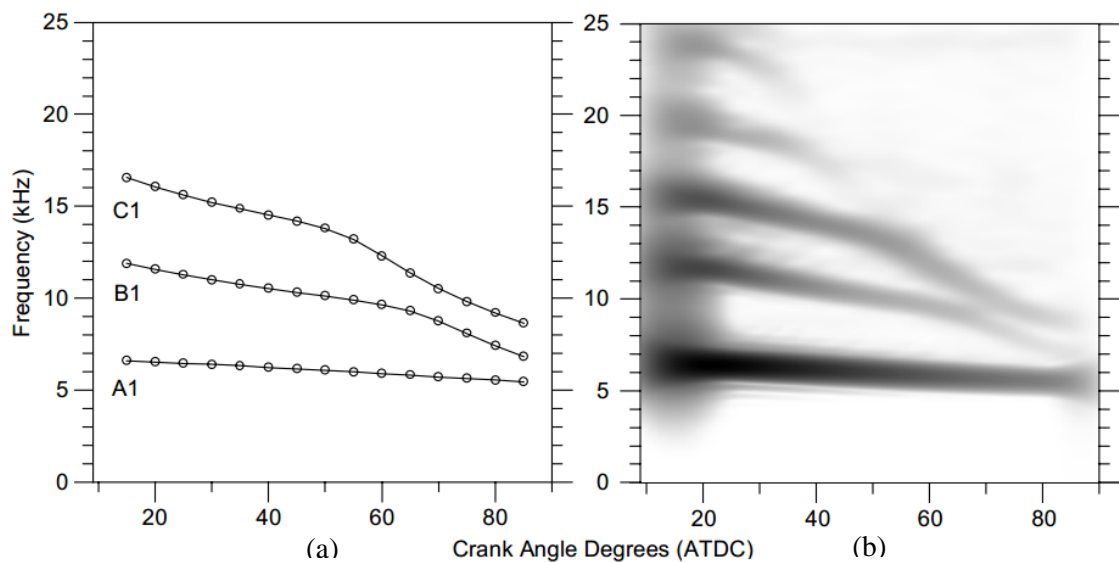
**Figura 2.5 - Ilustração dos modos acústicos de ressonância do gás em uma câmara cilíndrica. (a) Primeiro modo circumferencial (1,0) (b) Segundo modo circumferencial (2,0) (c) Primeiro modo radial (0,1) (d) Primeiro modo axial, que como dito anteriormente será desconsiderado. (SCHOLL et al., 1998)**

A seguir temos na tabela 2.1 os valores das constantes " $\beta_{m,n}$ " para os modos ressonantes de menor frequência (KIENCKE; NIELSEN, 2005, p. 139), pois são os que mais nos interessam por possuírem uma maior energia (SCHOLL et al., 1998) e a frequência dos mesmos está dentro da frequência audível do ser humano. Substituindo na equação anterior, com os coeficientes apresentados, a velocidade de propagação do som na mistura e a temperatura facilmente podemos estimar as frequências das ondas de pressão ocasionadas pela onda de choque decorrente da detonação.

**Tabela 2.1 - Valores das constantes “ $\beta_{m,n}$ ” para cálculo das frequências de ressonância. (KIENCKE; NIELSEN, 2005, p. 139)**

(m,n)	$\beta_{m,n}$
(1,0)	0,5861
(2,0)	0,9722
(0,1)	1,2197
(3,0)	1,3373
(1,1)	1,6973

Segundo Rizzoni e Samimy (1996) é esperado que caia a temperatura interna a câmara com a expansão dos gases o que também leva a quedas das frequências observadas. Isso também pode ser observado no trabalho de Härle (1987) em que foi proposta uma modelagem para estimar a variação de frequência decorrente da queda de temperatura em função do ângulo do virabrequim para detecção de *knocking*. Na figura 2.6 de Scholl et al. (1998) temos a esquerda (a) os três primeiros modos estimados pela solução da equação de onda considerando a variação de temperatura em que foi utilizada uma abordagem semelhante a apresentada na equação 2.1 e a direita (b) o espectrograma de um sinal mensurado com transdutores de pressão para o mesmo motor. É visível que a estimativa representa muito bem os sinais medidos.



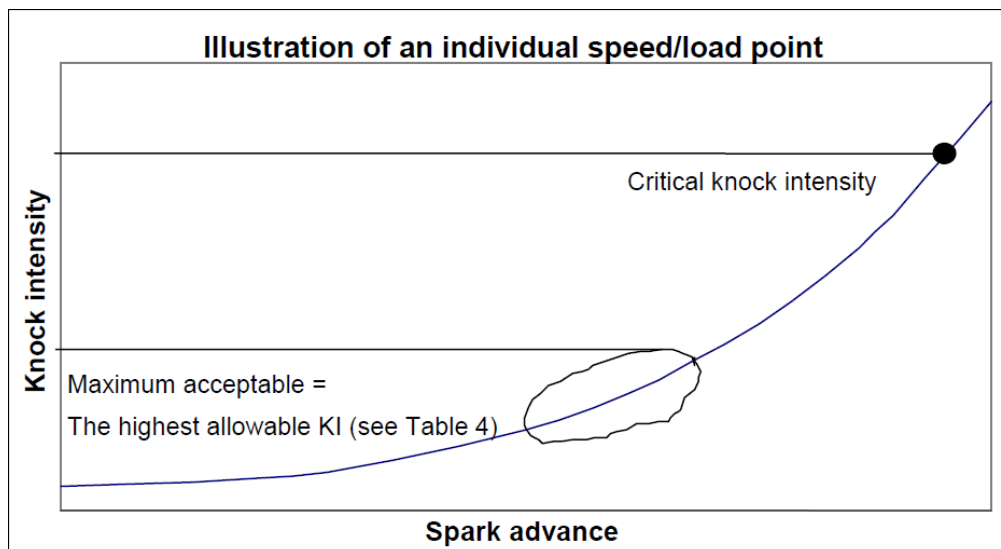
**Figura 2.6 - Comparação entre as frequências de modos de vibração estimados (esquerda) e mensurados experimentalmente utilizando transdutores de pressão (direita). (SCHOLL et al., 1998)**

### 2.3.4. Intensidade de detonação e durabilidade

Atualmente temos que os níveis máximos de detonação é definido por requisitos de durabilidade e segue um procedimento interno da Ford, de forma que requisitos de *NVH* não são levados em consideração. O índice de detonação referência para a calibração é chamado de *FKI4* (*Ford Knocking Intensity*) e é calculado utilizando um software próprio da Ford com base em valores de pico de pressão medidos utilizando velas instrumentadas com transdutores de pressão, assim é possível medir a pressão interna aos cilindros no motor em funcionamento com um equipamento específico. Devido ao custo desse tipo de sensores e equipamentos, eles só são usados no processo de desenvolvimento para parametrizar a calibração e determinar o limiar para funcionamento de veículos com *knock sensor* que consiste em nada mais do que um sensor piezoelétrico que mede vibrações estruturais no bloco do motor.

Infelizmente não foi possível encontrar informações mais aprofundadas sobre o algoritmo utilizado no cálculo do fator *FKI4* e também não foi possível utilizar esse equipamento de medição da pressão interna dos cilindros em nossos testes, mas é importante mencionar esse indicador e por ele determinar a referência de ponto de operação em termos de detonação aceitável para veículos no processo de calibração. Não vamos nos aprofundar no procedimento desses testes, mas podemos tirar conclusões importantes. O teste consiste basicamente em manter o motor funcionando em um dinamômetro de motor por várias horas nas rotações em que se tem o máximo torque e a máxima potência, por representarem as condições nas quais existe uma maior propensão ao *knocking* e elevação de temperatura, com um valor de *FKI4* regulado pelo avanço de centelha com precisão de 0,2°, controlado individualmente para cada cilindro para garantir que não existam distúrbios, e posteriormente o motor é desmontado e analisado. Essas informações estão contidas nos documentos (FORD, 2002) e na versão mais atualizada (FORD, 2009), ambos procedimentos internos da Ford.

A figura 2.7, apesar de ser meramente ilustrativa, deixa bem clara a ideia, podemos ver que se trata de uma condição constante de carga e velocidade do motor e temos que o ponto de operação normal do motor deve ser garantido que esteja dentro da região circulada, abaixo de um limiar máximo aceitável determinado com base no valor crítico específico para cada motor.



**Figura 2.7 - Ponto de operação em termos de intensidade de detonação segundo critérios de durabilidade. (FORD, 2002, p.21)**

Visto isso, e dado que o intuito é aprimorar um atributo do produto em termos de ruído e que apesar de apresentar o ruído característico da detonação, nenhum componente do motor apresenta risco de ser danificado e garante que o motor já opera em condições seguras em termos de durabilidade do produto por isso não precisamos nos preocupar com isso, mas para avaliar se o veículo atende a critérios de sonoridade e para que haja uma melhoria nesse sentido é essa faixa de intensidade de detonação definida pela calibração que pode fornecer uma boa referência.

## 2.4. Ferramentas de Processamento Digital de Sinais

Para a realização de testes os dados são mensurados por meio de sensores e os fenômenos físicos são transformados em uma tensão elétrica que é medida, amostrada com uma determinada taxa, quantizada e codificada digitalmente, tornando-se assim sinais digitais em que tanto a amplitude quanto o tempo são discretos. Esta seção tem como propósito introduzir e discutir processamentos de sinais digitais aplicados como ferramenta com propósito de analisar, classificar, reconhecer padrões recorrentes e extrair informações do fenômeno da detonação.

A transformada de Fourier é provavelmente a mais difundida ferramenta de processamento de sinais. Ela revela a composição em frequência de um sinal no tempo transformando-o do domínio do tempo para o domínio da frequência. A Série de Fourier é aplicada a sinais periódicos, enquanto a transformada é utilizada para sinais não periódicos, podendo ambas serem aplicadas a sinais contínuos (Série de Fourier e Transformada de Fourier) ou discretos (Série de Fourier Discreta e Transformada de Fourier de Tempo Discreto) (HAYKIN, 2001). Primeiramente vamos introduzir a teoria da Série de Fourier e da transformada e posteriormente discutir as ferramentas para análise de sinais digitais utilizadas, são elas a Transformada Discreta de Fourier (DFT) e a Transformada de Fourier de Tempo Curto (STFT).

### 2.4.1. Série de Fourier

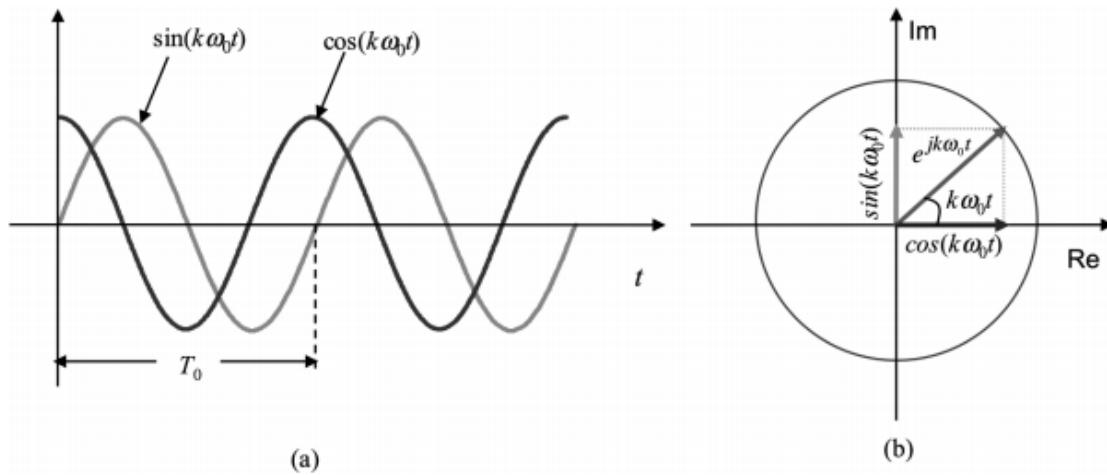
A série de Fourier consiste em representar um sinal periódico como uma superposição ponderada de senóides complexas harmonicamente relacionadas. As funções senoidais a seguir são a base da análise de Fourier: (VASEGUI, 2008)

$$x_1(t) = \cos(k\omega_0 t) \quad (2.1)$$

$$x_2(t) = \sin(k\omega_0 t) \quad (2.2)$$

$$x_3(t) = \cos(k\omega_0 t) + j \sin(k\omega_0 t) = e^{jk\omega_0 t} \quad (2.3)$$

As funções representadas nas equações 2.1, 2.2 e 2.3 acima são periódicas com frequência angular fundamental  $\omega_0 = 2\pi F_0$  rad/s, em que  $F_0$  é a frequência fundamental em Hz, o período é dado por  $T_0 = 1/F_0$  e  $k$  é o número inteiro que relaciona as harmônicas que compõe o sinal. Na figura 2.8 a seguir, temos (a) as componentes  $x_1(t)$  e  $x_2(t)$  que compõe a exponencial complexa e em (b) temos a representação da mesma no plano complexo.



**Figura 2.8 - (a) Componentes seno e cosseno que compõe a exponencial complexa, (b) representação vetorial da exponencial complexa no plano complexo. (VASEGUI, 2008)**

Uma propriedade importante das funções senoidais que permitem decompor outros sinais e as tornam interessantes para analisar os mesmos é a ortogonalidade entre duas funções senoidais de diferentes frequências harmonicamente relacionadas e é dado pela seguinte propriedade: (VASEGUI, 2008)

$$\int_{-\infty}^{\infty} \sin(\omega_1 t) \sin(\omega_2 t) dt = -\frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} \cos(\omega_1 + \omega_2) t dt + \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} \cos(\omega_1 - \omega_2) t dt = 0 \quad (2.4)$$

Para funções senoidais o intervalo de integração considerado pode ser um período. A ortogonalidade implica que duas funções senoidais de diferentes frequências, desde que  $\omega_1$  e  $\omega_2$  sejam múltiplos, são independentes e podem ser processadas independentemente, sendo essa propriedade

fundamental para que se possam ser determinados os coeficientes da Série de Fourier (HAYKIN, 2001). Outro fato interessante a ser observado sobre as funções senoidais é que elas são infinitamente diferenciáveis, interessante pois grande parte dos métodos de análise de sinal e síntese requerem sinais diferenciáveis. (VASEGUI, 2008)

Variando o valor de  $k$ , temos associado com a exponencial complexa  $e^{jk\omega_0 t}$  uma série de exponenciais complexas periódicas e harmônicas na forma:

$$[1, e^{\pm j\omega_0 t}, e^{\pm j2\omega_0 t}, e^{\pm j3\omega_0 t} \dots] \quad (2.5)$$

Sendo assim qualquer sinal periódico  $x(t)$  poderá ser expresso como uma combinação linear das exponenciais mostradas acima na equação 2.5, logo a representação pela Série de Fourier de um sinal periódico com período  $T_0$  e frequência angular  $\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = F_0$ , é dado por:

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_k e^{jk\omega_0 t} \quad (2.6)$$

$$c_k = \frac{1}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} x(t) e^{-jk\omega_0 t} dt \quad k = \dots, -1, 0, 1, \dots \quad (2.7)$$

O valor  $c_k$  é complexo e contém a amplitude (intensidade) e fase (atraso no tempo) do conteúdo em frequência de um sinal na frequência  $k\omega_0$  para cada valor de  $k$ . Podemos notar das equações 2.6 e 2.7 que as exponenciais complexas que formam um sinal periódico ocorrem somente a frequências discretas que são inteiras, como consequência o espectro, dado pelos coeficientes  $c_k$ , será discreto em frequência com espaçamento de  $\omega_0 = 2\pi/T_0$  (VASEGUI, 2008).

#### 2.4.2. Transformada de Fourier

O análogo da representação de Fourier para sinais não periódicos pode ser obtido considerando-se um sinal não periódico como um caso especial de um sinal periódico porém com um período infinito, portanto não se repete. Com o aumento do período  $T_0$ , a frequência fundamental diminui e as linhas espectrais, que tem espaçamento de  $\omega_0 = 2\pi/T_0$ , começam a se tornar mais próximas. No limite, quando o período tende para infinito (não periódico) as linhas espectrais discretas se fundem, e como resultado temos um espectro contínuo. Sendo assim a representação de Fourier para sinais não periódicos deve refletir o fato do espectro ser contínuo o que é realizado substituindo a somatória discreta pela integral,  $kF_0$  deve ser substituído por uma variável contínua em frequência,  $f$ , e o espectro discreto  $c_k$  é substituído por um espectro contínuo  $X(f)$ .

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (2.8)$$

A condição de existência da TF para um sinal  $x(t)$  é que o sinal analisado tenha energia finita, conforme a equação 2.9:

$$Energia = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt < \infty \quad (2.9)$$

### 2.4.3. Transformada Discreta de Fourier

A DFT é a transformada adaptada para processamento digital de sinais. A DFT de um sinal contínuo é resultado de 3 operações: a amostragem, segmentação do sinal amostrados em trechos com comprimento  $N$  e amostragem do espectro do sinal de tempo discreto no domínio da frequência.

Observe que amostrar um sinal contínuo no tempo é mesmo que definir  $t = nT_s$  ( $T_s$  é chamado de período de amostragem) e a notação comumente utilizada é  $x(n) = x(nT_s)$ , sendo assim o sinal passa a ser representado por uma sequência de números  $x(n)$ , com comprimento  $N$  (JOAQUIM, 2006) e isso torna o mesmo função periódica na frequência.

De maneira análoga, amostrar no domínio da frequência é equivalente avaliar  $X(f)$  em intervalos discretos de frequência  $f = kF_s/N$ , em que  $k$  é um inteiro e  $F_s$  a frequência de amostragem. Dessa forma chegamos a equação de análise da DFT:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j\frac{2\pi}{N}nk}, k = 0, \dots, N-1 \quad (2.10)$$

Como mostrado acima a DFT é derivada de uma amostragem da FT de um sinal discreto no tempo em  $N$  intervalos discretos em frequência, correspondente a inteiros múltiplos de  $2\pi/N$ . O espectro da DFT consiste em  $N$  amostras uniformemente espaçadas de um período  $2\pi$  de um espectro contínuo do sinal discreto  $x(n)$  a uma frequência de amostragem  $F_s$  e o índice de frequências discretas  $k$  corresponde a  $kF_s/N$  Hz. Um sinal periódico tem espectro discreto, reciprocamente temos que qualquer espectro discreto pertence a um sinal periódico. Assim sendo, a suposição implícita na teoria da DFT é que o sinal  $x(n)$  é periódico com período de observação igual à largura da janela de  $N$  amostras. (VASEGUI, 2008)

No entanto a DFT não revela como o conteúdo em frequência de um determinado sinal varia com o tempo, se são continuamente presentes ou se são somente em curtos intervalos como é implícito em representações no tempo. Pelo fato da estrutura temporal do sinal não ser revelada isso causa uma restrição de sua aplicação, não sendo aplicável a sinais de natureza não estacionários (Gao, R.X.; Yan, R., 2011).

#### 2.4.3.1. Resolução Tempo-Frequência da DFT

Um problema prático importante que terá grande impacto em nossas análises baseadas na DFT é que o conceito de resolução tempo-frequência. A resolução em frequência da DFT é a distância entre duas frequências discretas sucessivas e a capacidade de distinguir as mesmas é inversamente



proporcional ao comprimento da janela  $N$ , que no caso da DFT pode ser até o comprimento do sinal todo. Pela definição, a transformada assume que sinais dentro da DFT são estacionários, o espectro de sinais não estacionários serão diluídos ao longo da janela (VASEGUI, 2008). Ao usar a DFT é desejável ter uma alta resolução no tempo (o que significa uma janela curta ou uma janela  $N$  com pequeno número de amostras) para obter detalhes de características espectrais, entretanto existe o compromisso entre o comprimento do sinal de entrada e a resolução em frequência da saída da DFT.

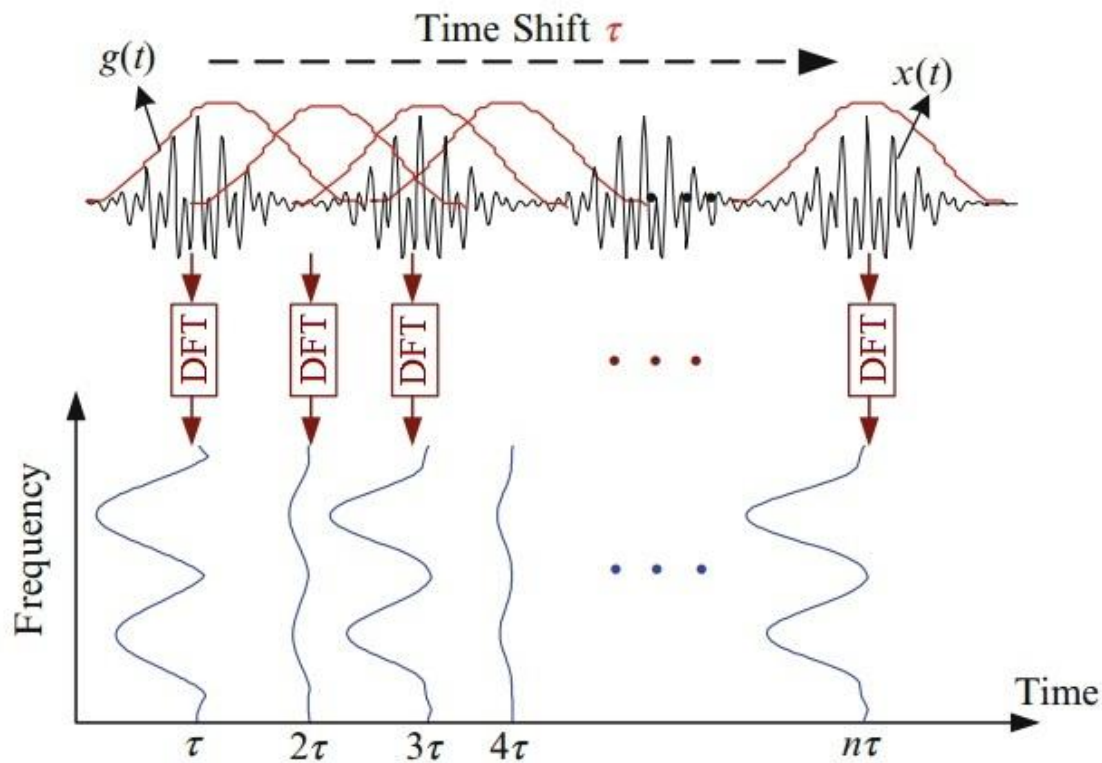
A DFT tem como entrada um sinal com  $N$  amostras discretas no tempo uniformemente espaçadas  $[x(0), x(1), \dots, x(N-1)]$  com duração total de  $\Delta T = NT_s$  e como saídas  $N$  amostras espectrais  $[X(0), X(1), \dots, X(N-1)]$  espaçadas uniformemente entre 0Hz e a frequência de amostragem  $F_s = 1/T_s$  Hz. Consequentemente, a resolução em frequência do espectro da DFT,  $\Delta f$ , que representa o espaço entre duas frequências sucessivas é dado por:

$$\Delta f = \frac{F_s}{N} = \frac{1}{NT_s} = \frac{1}{\Delta T} \quad (2.11)$$

Segundo Vasegui (2008), “Podemos notar que a resolução em frequência e a resolução no tempo são inversamente proporcionais de forma que ambas não pode ser aumentadas simultaneamente, de fato,  $\Delta T \cdot \Delta f = 1$ , o que é conhecido com o princípio da incerteza.”

#### 2.4.4. Transformada de Fourier de Curta Duração

Um solução ao problema das limitações da transformada de Fourier foi introduzir uma janela de determinado comprimento que percorre o sinal ao longo do eixo do tempo, realizando assim uma transformada de Fourier “localizada” no tempo. Esse foi o conceito que levou a transformada de Fourier de curta duração (STFT). Conforme mostrado na figura 2.9, a STFT tem uma janela deslizando “ $g(t)$ ” que é centrada no tempo “ $\tau$ ” e para cada “ $\tau$ ” específico, temos uma transformada de Fourier aplicada ao sinal “ $x(t)$ ” dentro daquela janela. Posteriormente a janela é movida de “ $\tau$ ” e outra FT é realizada. Como resultado temos que o domínio do tempo é representado em duas dimensões, no tempo e na frequência (Gao, R.X.; Yan, R., 2011). Obviamente a imagem mostra os análogos contínuos, enquanto trabalharemos com sinais discretos.



Logo a

**Figura 2.9- Ilustração da transformada de Fourier de curta duração em um sinal  $x(t)$ . (Gao, R.X.; Yan, R., 2011)**

equação da STFT na sua forma discreta será

$$X(k, n_0) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n_0 + n) g(n) e^{-j\frac{2\pi}{N}nk}, k = 0, \dots, N-1 \quad (2.12)$$

Em que  $n_0$  é o instante inicial da janela aplicada ao sinal  $x(n)$  e  $N$  é o comprimento da janela. Dado que a STFT é uma extensão da DFT, valem as mesmas propriedades, inclusive a resolução-tempo frequência, sendo isso motivo de preocupação na escolha dos parâmetros da mesma para obter uma melhor visualização.

O módulo ao quadrado da STFT de um sinal é chamado de espectrograma do sinal e é definido por:

$$|X(k, n_0)|^2 \quad (2.13)$$

“O espectrograma representa uma extensão simples, mas poderosa da teoria de Fourier clássica, em termos físicos fornece uma medida da energia do sinal no plano tempo-frequência” (HAYKIN, 2001) e será largamente empregado em nossas análises.

#### 2.4.5. Janelamento

Ná prática quando realizamos a análise de um sinal pode ocorrer um efeito indesejado chamado de *leakage* causado por descontinuidades quando um sinal é segmentado para calcular a DFT e pode ser evitado aplicando uma janela que evite o corte abrupto do sinal, fazendo com que o sinal decaia suavizando os lóbulos laterais (JOAQUIM, 2006), dessa forma forçamos o mesmo a conter um período completo, condição para a aplicação da DFT, porém a janela pode contribuir para a informação em frequência do sinal. Existem diversos tipos de janelas, cada uma delas desenvolvida em torno de uma determinada aplicação. A janela Gaussiana, por exemplo, foi desenvolvida para análise de sinais transientes, a de Hamming e Hanning são comumente aplicadas a sinais aleatórios de banda estreita, a de Kaiser-Bessel é mais indicada para separar duas componentes de um sinal com componentes em frequência muito próximos, porém com amplitudes bem diferentes. Deve ser notado que a escolha da janela pode afetar a resolução no tempo e frequência do resultado de análise (Gao, R.X.; Yan, R., 2011).



### 3. Procedimento experimental

Os seguintes testes foram realizados no Campo de Provas da Ford, em Tatuí, São Paulo e consistem em uma série de medições com o propósito de estudar e caracterizar o fenômeno da detonação em termos de ruído interno e vibrações no bloco do motor e verificar se é possível identificar a detonação pelas suas frequências de ressonância no ruído interno e se com isso podemos relacionar com o nível de *knocking* em que a ruído se torna perceptível subjetivamente.

O veículo utilizado é um Ford Ka, ano 2011, com 8700 quilômetros rodados instrumentado com microfones para medição de ruído interno e acelerômetros no bloco do motor para medir vibrações estruturais no mesmo e aumentando-se o avanço de centelha forçamos a ocorrência de detonação e sem alterar demais parâmetros com o intuito de manter o restante das condições de funcionamento do motor constantes e mais próximas o possível de uma situação normal de uso do veículo para avaliar.

#### 3.1. Equipamentos utilizados

##### 3.1.1. Veículo e combustível

O primeiro dos itens a ser determinado para nosso experimento foi o veículo, escolhemos utilizar o Ka devido a disponibilidade, pelo fato de reclamações relacionadas a ruído ocasionado pela detonação serem mais comuns em automóveis de segmentos de entrada por possuírem menor quantidade de pacote acústico do que outros segmentos do mercado e por ser um veículo de produção comum com grande quantidade de informações disponíveis tanto sobre o veículo como sobre o motor.

O veículo é equipado com um motor Zetec Rocam 1.0L Flex e a seguir, na tabela 2.1, temos as principais especificações do motor, para nós tem especial importância o diâmetro dos cilindros por serem parâmetros para o cálculos das frequências de ressonância da combustão, já explicadas anteriormente. O combustível utilizado foi o E22 que, por possuir em sua composição grande parte de gasolina, possui valores de *AKI* (*antiknock index*) menores que do álcool, sendo assim mais crítico por apresentar uma maior propensão a detonação.

**Tabela 3.1 - Especificações motor Zetec Rocam 1.0L**

RoCam 1.0L Flex SOHC	
Válvulas	8
Cilindrada	999cm <sup>3</sup> (1.0L)
Cilindros	4 em linha
Diâmetro do cilindro	0,0674
Curso do cilindro	0,0687
Taxa de compressão	12,8:1

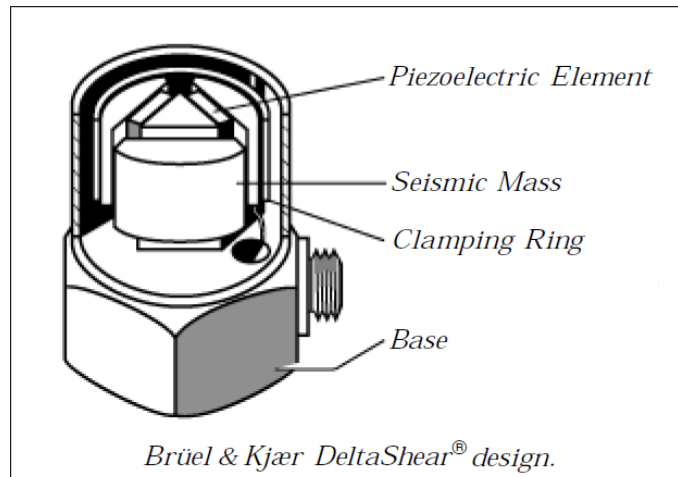
##### 3.1.2. Módulo de aquisição de dados

Para aquisição de dados utilizamos o módulo de aquisição de dados da Head Acoustics, o SQuab III, próprio para aquisição para aplicações de vibração e acústica, sendo assim basta que seja definida a frequência de amostragem correta para cada tipo de sensor utilizado, sendo ela no mínimo o dobro da frequência que desejamos analisar, como a parte dos sinais que é importante para nós está dentro da faixa audível de frequências, que vai de 20Hz a 20kHz (LMS, 2012), definimos a taxa de amostragem como 44,1kHz. Também não precisamos nos preocupar com a ocorrência de *aliasing*, que gera distorções no sinal, pois o próprio equipamento internamente já se encarrega filtrar os sinais com um filtro passa-baixa com frequência de corte igual a metade da frequência de amostragem, dessa forma garantimos que os sinais originais podem ser recuperados após a digitalização e a alta fidelidade requerida para a aplicação é atingida.

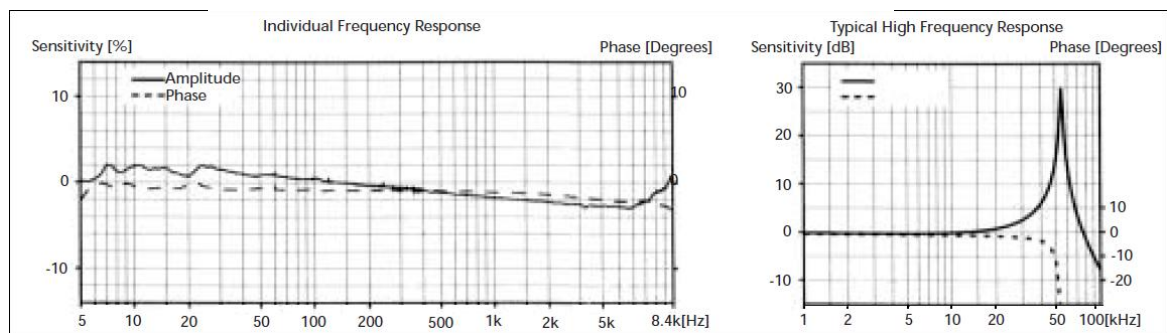
O equipamento é modular e no documento de especificações do fabricante (B&K, 2007), temos a descrição de todos os módulos que podem ser usados no equipamento, mas para nossos ensaios utilizamos somente 2 módulos DIC20 (código 3511) para aquisição de 4 acelerômetros, 2 módulos MIC20 (código 3512) para aquisição de 3 microfones e um módulo RPM20 (código 3530) para aquisição do sinal de rotação do motor. A seguir trataremos com mais detalhes da instrumentação utilizada.

### **3.1.3. Acelerômetros**

Os acelerômetros utilizados consistem basicamente de um elemento piezoelétrico atrelado a massas sísmicas mantidas em sua posição por um arranjo de braçadeiras. Quando o acelerômetro está sujeito a vibrações essa massa exerce uma força sobre o elemento piezoelétrico, que por sua vez produz uma carga elétrica proporcional, o que é chamado de efeito piezoelétrico. Os acelerômetros que utilizamos são do fabricante B&K, modelo 4395 e na figura 3.1 temos uma ilustração de seu esquema interno, retirada do documento de informações do produto (B&K, 1997). É possível notar que ele apresenta 3 massas e 3 elementos piezoelétricos arranjados de forma triangular, o que segundo o fabricante confere a eles uma elevada sensibilidade por unidade de massa e alta frequência de ressonância, o que é ideal para nossa aplicação pois queremos medir frequências relativamente altas (até 20kHz). Verificando a curva de resposta do mesmo, na figura 3.2, podemos notar que ele apresenta uma curva de resposta plana em uma extensa faixa, de 0,5Hz até 18kHz. Esses sensores são alimentados com uma corrente constante de 2mA a 20mA e por meio de um circuito de condicionamento interno a carcaça a saída é modulada em tensão.



**Figura 3.1 - Esquemático interno do acelerômetro utilizado  
(BRÜEL & KJÆR, 1997)**



**Figura 3.2 - Curva de resposta do acelerômetro utilizado (BRÜEL & KJÆR, 2004)**

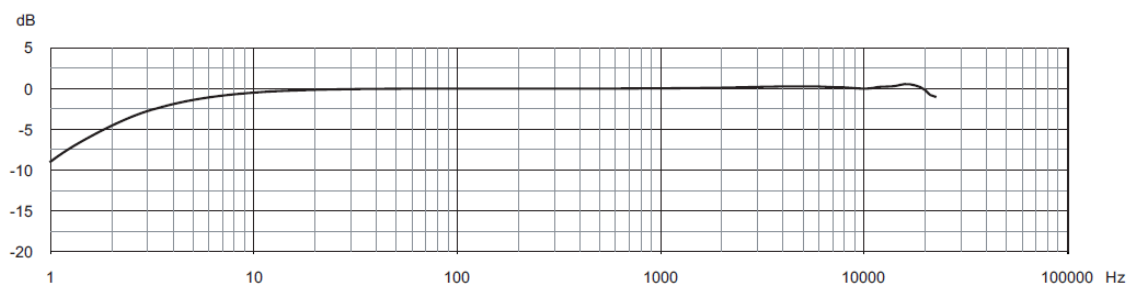
A seguir, na figura 3.3, temos uma imagem da montagem dos 4 acelerômetros no bloco do motor no veículo para medição da vibração estrutural relacionada a detonação, é possível notar que os acelerômetros foram disposto de maneira a ficarem próximos a cada um dos cilindros.



**Figura 3.3 - Montagem dos acelerômetros para medição de vibrações no bloco do motor indicados com números de 1 a 4.**

#### **3.1.4. Microfones**

Para medições de ruído dentro de veículo foi utilizado um microfone (modelo 4189) com pré-amplificador (modelo 2671), ambos da Bruel & Kjaer, que foram escolhidos devido a disponibilidade e seguindo os critérios descritos no documento do fabricante (BRÜEL & KJÆR, 2013) que ilustra as diferenças entre vários tipos de microfones, expõe diferenças e mostra que o modelo 4189 é ideal para nosso tipo de aplicação, apresentando uma alta sensibilidade, resposta plana em toda a faixa de frequências de 6,3Hz a 20kHz e ideal para a realização de análises em frequência. A seguir, na figura 3.4, temos um exemplo de carta de calibração do microfone utilizado. O pré-amplificador tem a função de condicionamento do sinal, representando uma alta impedância de entrada para não representar carga aos microfones e uma baixa impedância de saída permitindo a utilização de cabos longos, assim como os acelerômetros, ele é alimentado com uma corrente constante e dá a resposta de saída como uma modulação em tensão da fonte de alimentação (BRÜEL & KJÆR, 2003).



**Figura 3.4 - Curva de resposta do microfone utilizado (B&K, 2008)**



Um recurso interessante e que nos foi disponibilizado para a realização dos ensaios experimentais foi o HMS, da Head Acoustics, que consiste de uma réplica de uma pessoa que reproduz a geometria dos ombros, cabeça e orelhas com microfones posicionados internamente aos ouvidos com o intuito de reproduzir a impressão subjetiva pois, antes de um sinal acústico incidente chegar aos tímpanos é consideravelmente modificado tanto em espectro quanto espacialmente pelas características do corpo. O torso e cabeça humanos por si só agem como um filtro direcional resultando em diferenças na intensidade sonora dependendo da posição da fonte (LMS, 2012), dessa forma são mantidas informações relacionadas a disposição espacial do som, assim, ao reproduzir um arquivo de áudio gravado conseguimos reproduzir com fidelidade a impressão auditiva, também conhecido como gravação binaural. A seguir temos uma imagem (figura 3.5) da instrumentação utilizada, com o HMS no banco do passageiro e o microfone posicionado na orelha externa do motorista, também chamado de DOE (*driver outer ear*), sigla da língua inglesa comumente utilizada.



**Figura 3.5 - Instrumentação utilizada para medição de ruído interno no veículo**

### **3.2. Procedimento realizado**

O procedimento para realização das medições foi relativamente simples e constituiu de impor um incremento no avanço de centelha superior a calibração de base, fazendo com que a detonação seja forçada a ocorrer. As medições foram realizadas com o carro em 5ª marcha de forma que fosse possível simular uma alta carga para o motor mantendo a máxima abertura de borboleta, sem que o carro acelerasse. A rotação foi mantida constante dentro das limitações de controle do condutor do veículo em pista e o restante das condições de operação do veículo mantidas normais, dessa forma pretendemos encontrar a relação entre níveis de detonação e sua influência para o ruído interno. Para cada corrida

medida nas rotações de 1000 e 1500 rpm, que tem duração de 15 a 35 segundos, foram anotados o avanço de centelha imposto e a impressão subjetiva do nível de ruído da detonação que foi classificado como alto, médio, baixo ou nenhum.

Foram escolhidas as rotações mencionadas, pois, como pretendemos relacionar os níveis de ruído interno com acelerômetros, sabemos que para rotações menores temos dois fatos vantajosos a considerar: o primeiro é que para os sinais do acelerômetro, a relação entre o sinal que nos interessa que é proveniente da detonação e ruído de outros tipos de vibrações mecânicas como engrenagens rolamentos e principalmente o fechamento de válvulas transmitidos através da estrutura do bloco é maior (Härle, 1987); segundo é que para menores rotações o ruído irradiado do motor é menor, sendo assim temos um menor mascaramento do ruído da detonação.

A seguir nas tabelas 3.2 e 3.3 temos as medições realizadas em pista:

**Tabela 3.2 - Medições realizadas a 1000 rpm.**

#	Rotação	Duração (s)	Calibração	Avanço de centelha (graus)	Ruído - Impressão subjetiva
1	1000	35,30	Base	0	Nenhum
2	1000	19,75	Base	0	Baixo
3	1000	20,20	Base	0	Nenhum
4	1000	18,75	Modificada	5	Alto
5	1000	18,30	Modificada	5	Alto
6	1000	25,80	Modificada	5	Alto

**Tabela 3.3 - Medições realizadas a 1500 rpm.**

#	Rotação	Duração (s)	Calibração	Avanço de centelha (graus)	Ruído - Impressão subjetiva
1	1500	25,80	Base	0	Médio
2	1500	25,52	Base	0	Médio
3	1500	25,22	Base	0	Médio
4	1500	26,62	Modificada	2	Alto
5	1500	30,40	Modificada	2	Alto
6	1500	26,72	Modificada	2	Alto
7	1500	27,00	Modificada	-3	Baixo
8	1500	25,50	Modificada	-3	Baixo
9	1500	30,20	Modificada	-3	Baixo

### 3.3. Análise de resultados

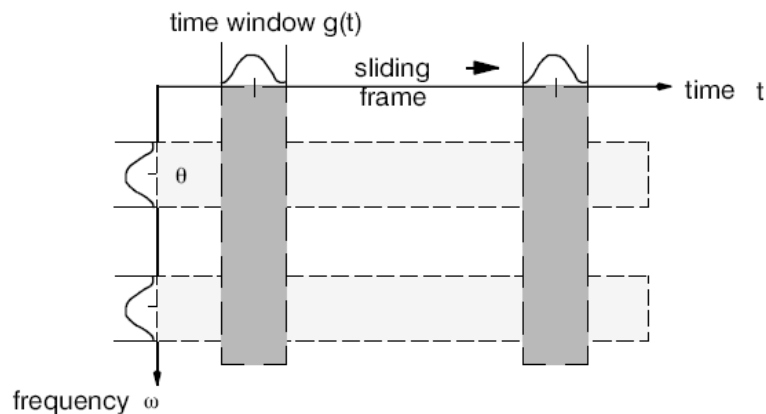
Com o intuito de avaliar a detonação demos principal atenção as frequências características que podem ser calculadas com a equação de Draper, já exposta anteriormente. Para isso precisamos da temperatura “apesar de ser de difícil medição, a temperatura estimada para motores com ignição por centelha é estimada em aproximadamente 2000K” (RIZZONI, SAMIMY, 1996) e da velocidade do som na mistura que a essa temperatura é de 857,67m/s para o etanol e 859,5m/s para a gasolina (TAYLOR, 1976, p.54). De posse destes dados e com o diâmetro dos cilindros do motor utilizado, calculamos as frequências de ressonância dos gases na câmara para ambos os combustíveis, conforme exposto na tabela a seguir:

**Tabela 3.4 - Frequências de ressonância de combustão esperadas para o motor utilizado.**

Etanol - f (kHz)	Gasolina - f (kHz)	$\beta_{m,n}$
7,46	7,47	0,5861
12,37	12,40	0,9722
15,52	15,55	1,2197
17,02	17,05	1,3373
21,60	21,64	1,6973

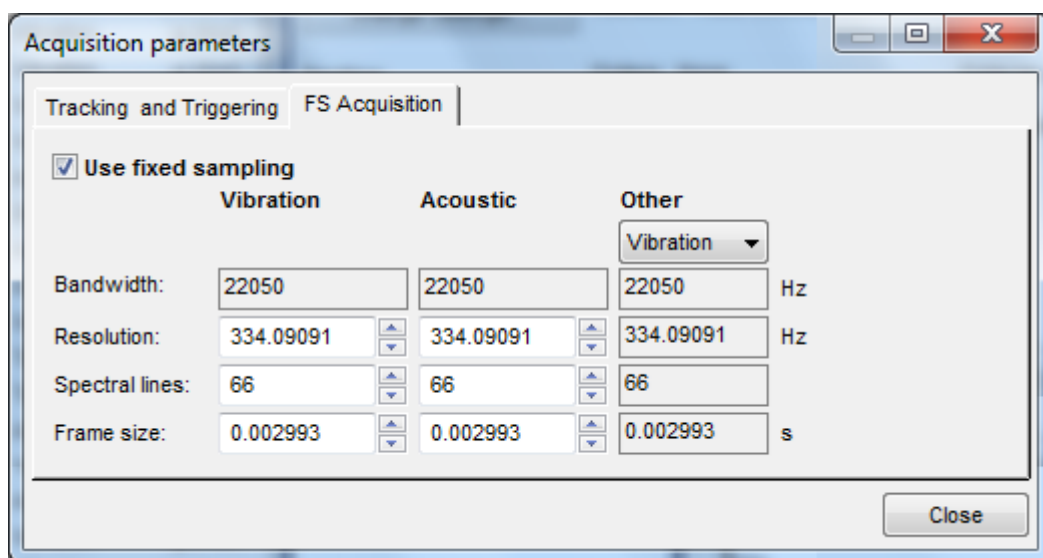
Visivelmente as frequências estimadas para os dois combustíveis estão muito próximas (diferença menor do que 1%) devido a pequena diferença entre as velocidades de propagação do som entre o álcool e a gasolina. Como nos nossos testes foi utilizado o E22 que é uma mistura de ambos os combustíveis, decidimos por utilizar como referência os valores calculados para a gasolina.

A detonação se trata de um evento impulsivo em um trecho de tempo muito estreito, para realizarmos a transformada de Fourier de Curta Duração devemos trabalhar com o compromisso entre resolução em frequência e resolução no tempo de forma a obter uma boa visualização dos espectrogramas. Na figura 3.6, podemos ver uma ilustração retirada do arquivo de ajuda do programa utilizado na qual podemos ver a relação entre a janela no tempo,  $g(t)$ , e a resolução em frequência,  $\theta$ . O incremento, como é definido pelo programa, é a distância entre o centro de uma janela  $g(t)$  e a próxima que será calculada para compor o espectrograma, sendo assim, é interessante ter um valor menor ou igual ao tamanho da janela, de maneira que as janelas se sobreponham minimizando assim os efeitos do janelamento realizado no processamento do sinal para cálculo da STFT.



**Figura 3.6 - Janela móvel da Transformada de Fourier de Curta Duração (LMS, 2012)**

Levando-se em conta o que foi exposto até então. Definimos a janela a ser utilizada como a janela de Hanning e o tempo da janela,  $g(t)$ , utilizada para o cálculo da STFT, que é a resolução no tempo, como aproximadamente 0.003s, por consequência temos que a resolução em frequência será de 334Hz, conforme pode ser observado na figura 3.7, que apresenta a janela de seleção de resolução do programa. Definindo o incremento como 0,0015s teremos uma sobreposição de 50% entre uma janela e a próxima. Esses valores foram escolhidos pois os modos a serem analisados apresentam uma distância em frequência relativamente grande e Segundo Horner (1995) as frequências fundamentais de ressonância variam em uma faixa de  $\pm 400\text{Hz}$ , sendo assim a resolução em frequência de 334Hz é suficiente para termos uma boa visualização. Na maior rotação considerada que é 1500rpm (25Hz) teremos um período por ciclo do motor igual a 0,04s, portanto, com a largura de janela considerada, teremos uma resolução em ângulo do virabrequim de aproximadamente 27 graus, para a rotação de 1000 rpm teremos uma resolução ainda melhor, de 18 graus.



**Figura 3.7 - Resolução tempo-frequência utilizada para cálculo dos espectrogramas no software LMS Testlab.**

No processamento foi utilizado a chamada “Ponderação A” que é uma ponderação de frequências comumente aplicada ao sinal que visa introduzir na análise o efeito da não linearidade na percepção de diferentes frequências pelo ouvido humano aplicando diferentes pesos dependendo da frequência, com o intuito de relacionar com a impressão subjetiva. Na figura 3.8, a seguir, temos ilustrado diversas curvas de ponderação, inclusive a A que foi utilizada por nós por ser muito comumente empregada em aplicações automotivas e uma ferramenta disponível no software.

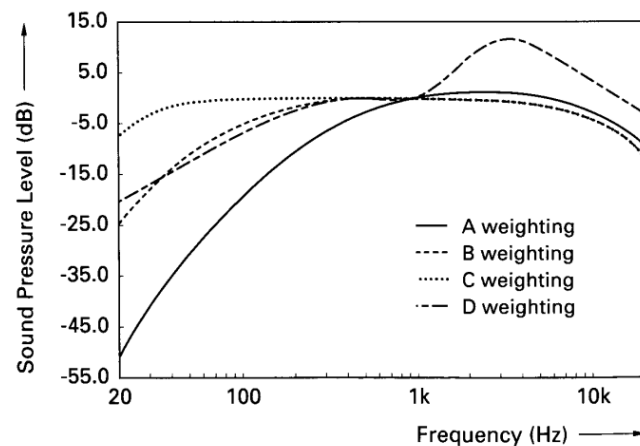
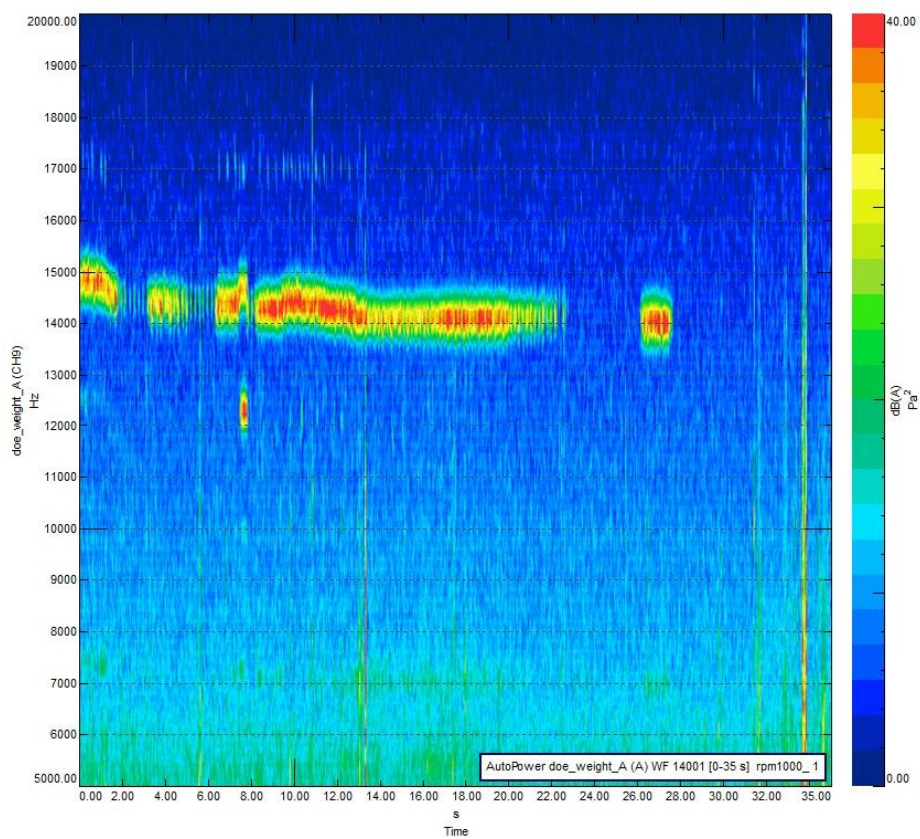


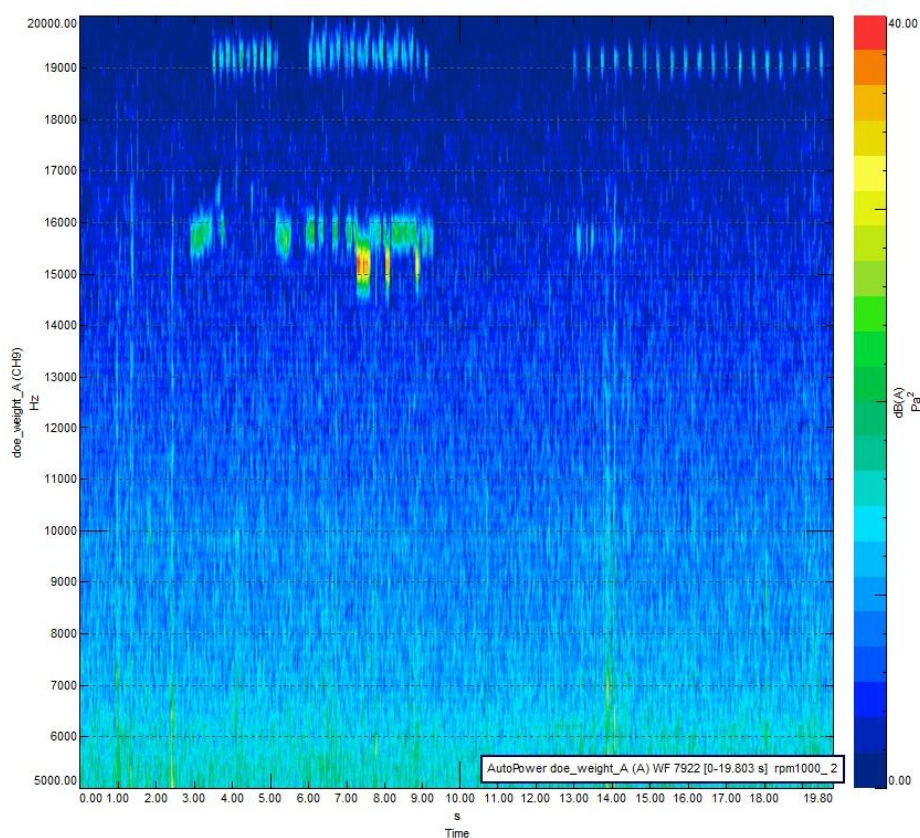
Fig. 5. A-, B-, C-, and D-weighting functions.

**Figura 3.8 - Curvas de ponderação de níveis sonoros (AARTS, 1992)**

A seguir estão colocados os espectrogramas calculados de algumas corridas. Foram colocadas aqui as mais representativas, mas o restante consta no apêndice A para análise. Nas figuras 3.9 até a 3.13 estão colocadas as corridas a 1000 rpm e de 3.14 a 3.17 estão as corridas realizadas a 1500 rpm. Temos o eixo do tempo na horizontal, as frequências no eixo vertical e as cores representam a escala de pressão sonora, em dB(A), a escala foi ajustada para melhor visualização geral e mantida a mesma para todas as corridas para que seja possível comparar as cores das amplitudes de pressão sonoras das corridas.

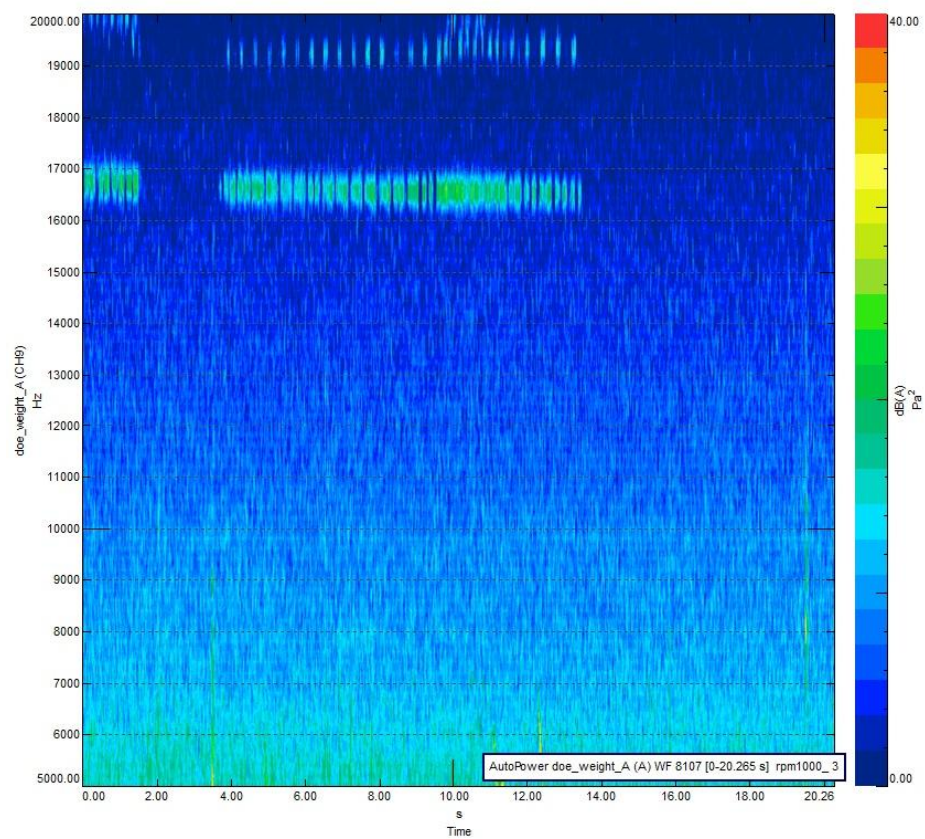


**Figura 3.9 - Corrida 01 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: nenhum**

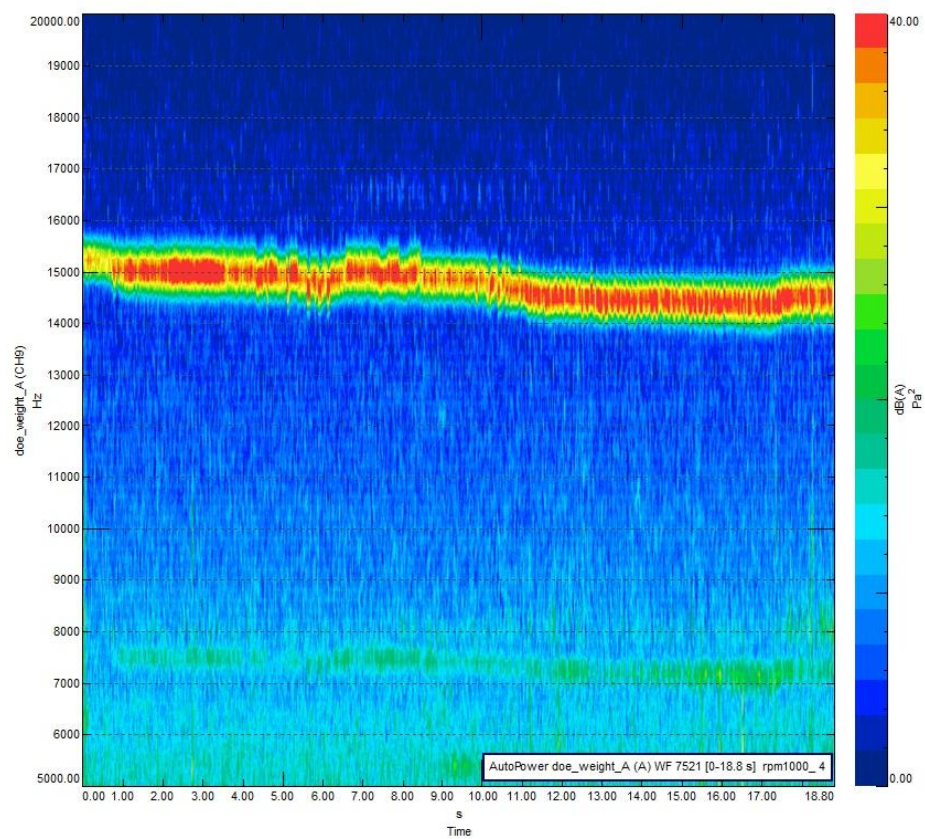


**Figura 3.10 - Corrida 02 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: baixo**

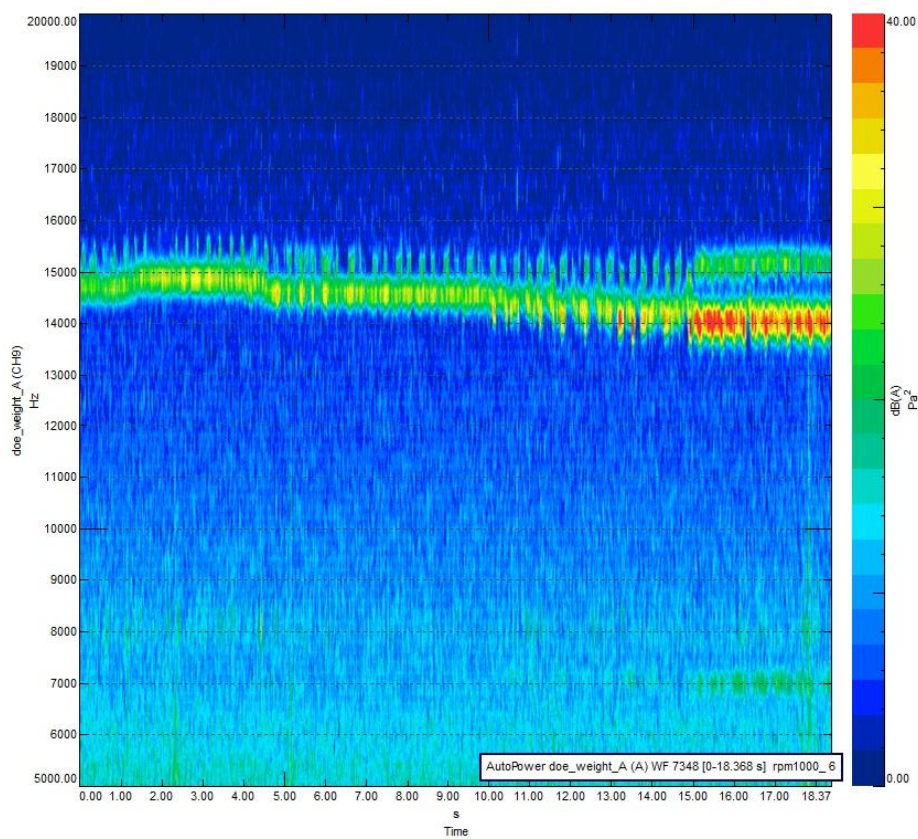




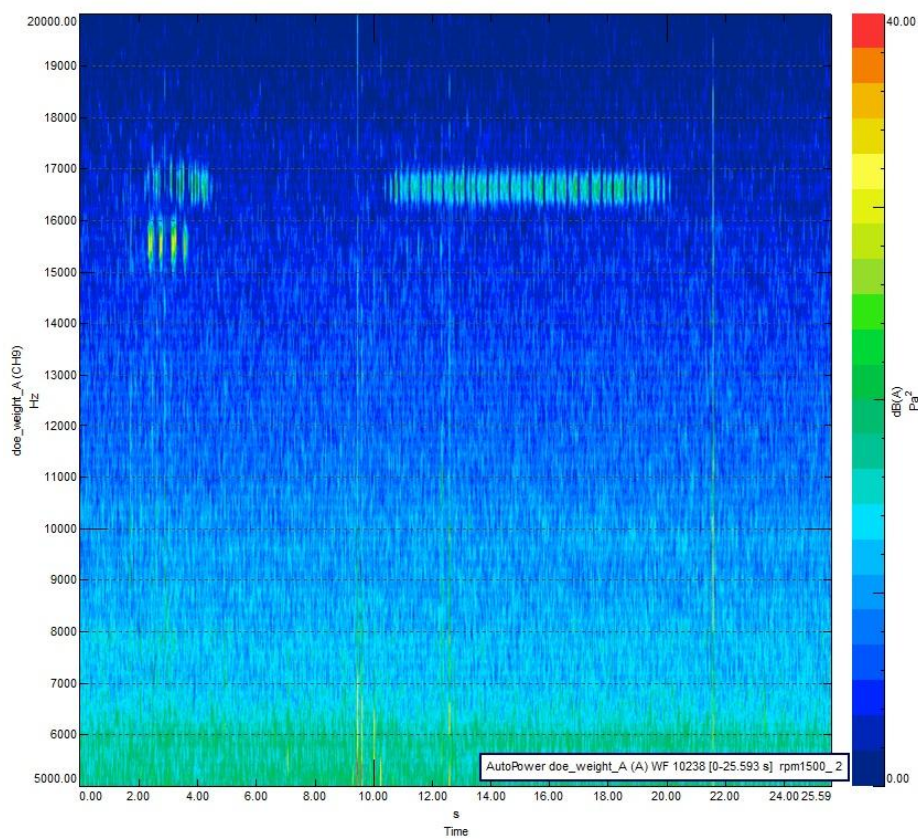
**Figura 3.11 - Corrida 03 (1000 rpm) - Impressão subjetiva: nenhum**



**Figura 3.12 - Corrida 04 (1000rpm) - Impressão subjetiva: alto**

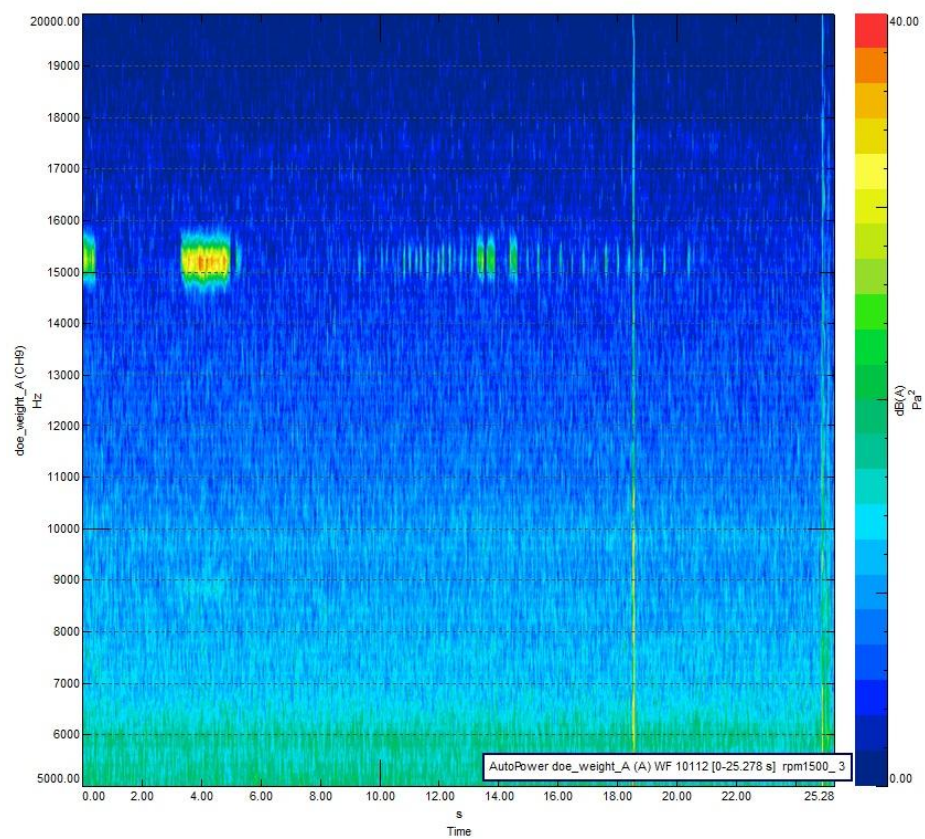


**Figura 3.13 - Corrida 06 (1000rpm) - Impressão subjetiva: alto**

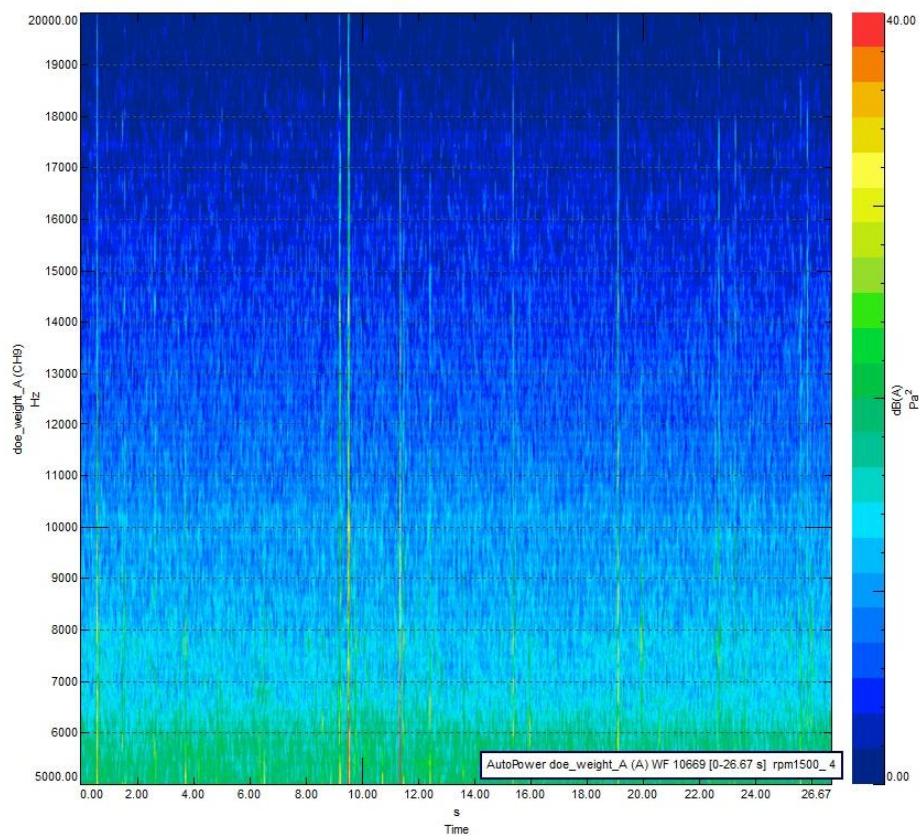


**Figura 3.14 - Corrida 02 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio**

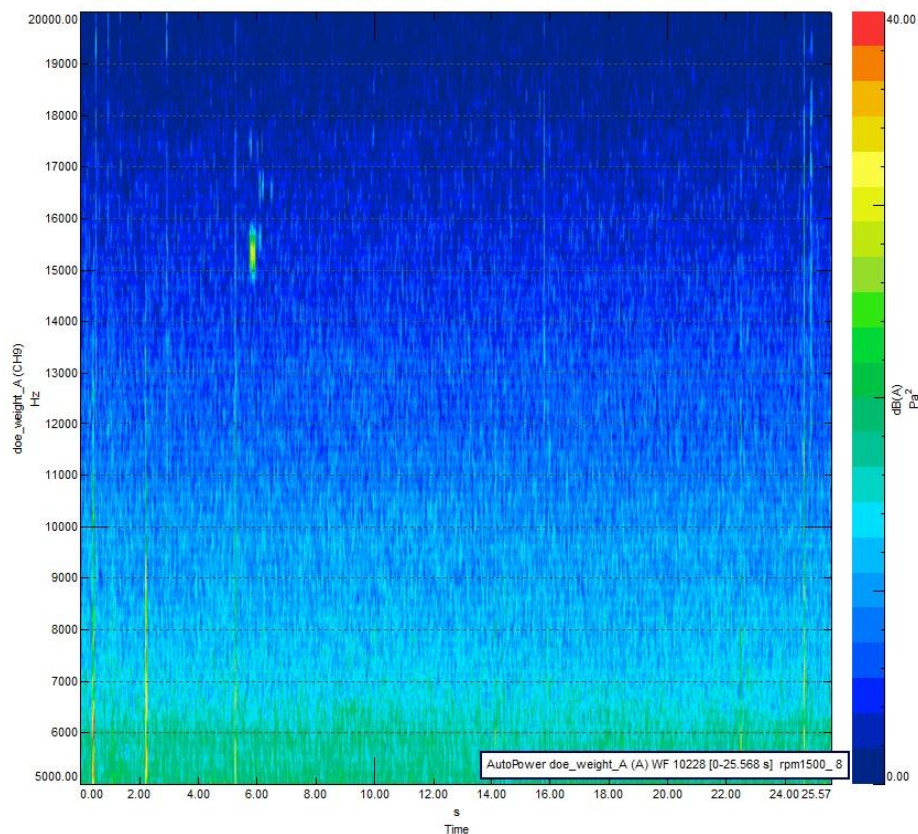




**Figura 3.15 - Corrida 03 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio**



**Figura 3.16 - Corrida 04 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto**



**Figura 3.17 - Corrida 08 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo**

De maneira geral possível notar claramente altos níveis de pressão sonora nas frequências de ressonância da combustão nos espectros do ruído interno, mesmo utilizando a ponderação A que impõe uma atenuação de quase 10dB para a frequência de 15kHz, por exemplo, porém variam muito de uma corrida para outra tanto em intensidade quanto com relação a qual das frequências aparece mais em determinado momento.

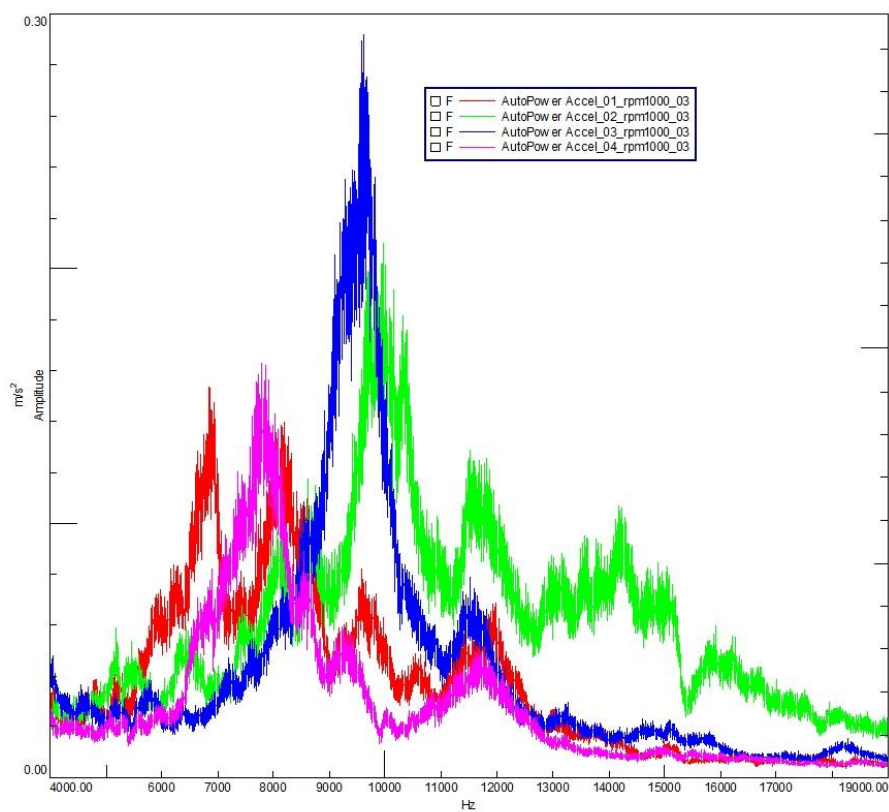
Analisando primeiramente as corridas realizadas à 1000rpm, notamos na corrida 1 (fig. 3.9) uma extensa mancha na faixa de 14 a 15 kHz e próximo ao tempo 7s um ponto em 12,4kHz, apesar da corrida ter sido classificada subjetivamente como não apresentando nenhuma detonação. Na corrida 2 (fig. 3.10) apesar de parecer menos evidente apresentando trechos menores próximos a 15kHz e entre 19 e 20kHz, foi classificado subjetivamente como apresentando um nível baixo de detonação, superior a corrida 1. Na corrida 3 (fig. 3.11) classificada como “nenhum” temos presentes componentes nas frequências próximas a 17 e 20kHz. Nas corridas 4 e 6 (figuras 3.12 e 3.13), classificadas como “alto” vemos durante todo o sinal a presença da componentes próximas a 7,5 kHz e 15kHz, sendo que na corrida 6 podemos ver maiores variações na frequência, a corrida 5 foi omitida por apresentar espectrograma muito semelhante as corridas 4 e 6.

Nas corridas 2 e 3 realizadas a 1500 rpm também foram notadas componentes a 15,5kHz e 17kHz, classificadas subjetivamente como apresentando detonação em nível “médio”. Tanto nas

corridas classificadas como “baixo” e “alto” não foi possível ver nenhum sinal das frequências de interesse.

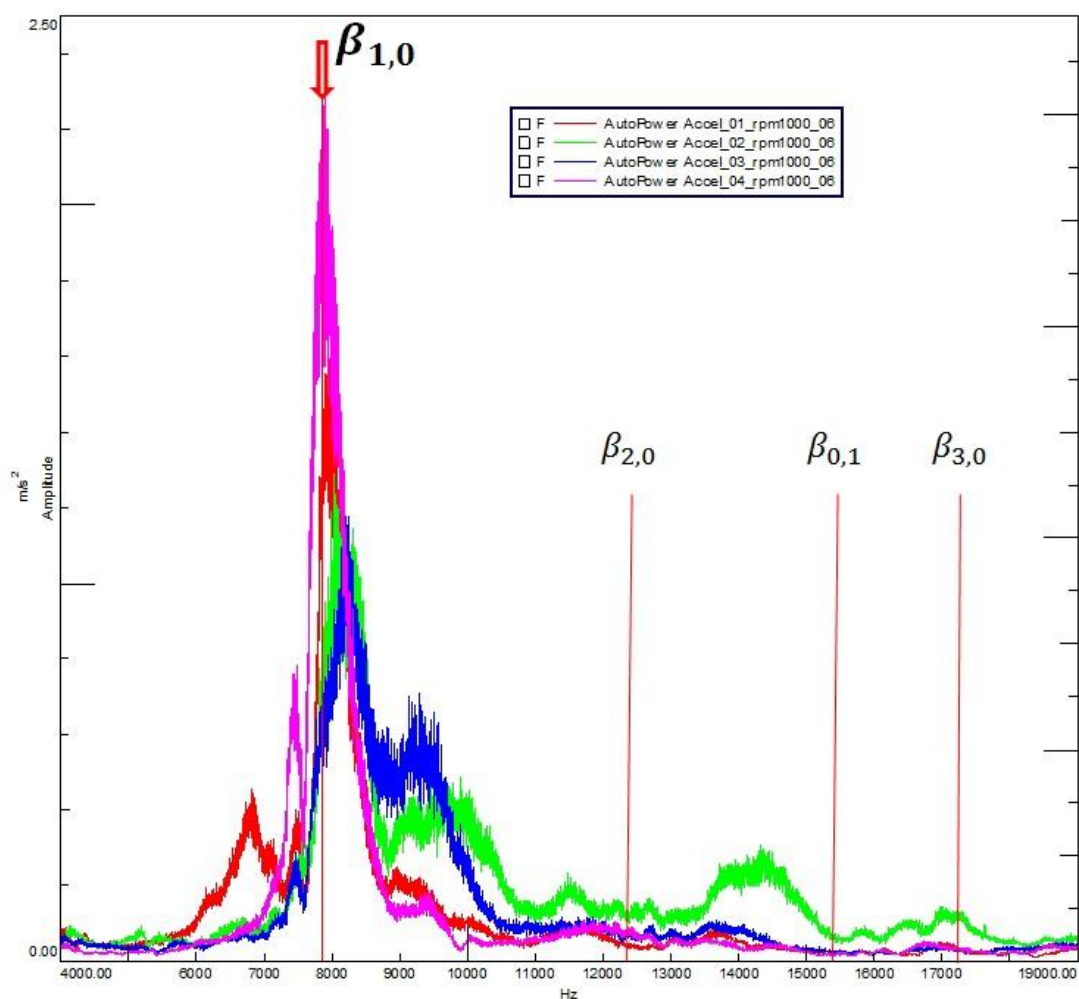
Segundo Behrens (1999, tradução nossa) “o bloco do motor transfere as ressonâncias de pressão para sua superfície onde podem ser medidas como vibrações mecânicas estruturais”. Para correlacionar os dados dessa vibração estrutural com o ruído interno vamos escolher um dos acelerômetros, levando em consideração que a posição de acoplamento influi qual modo é detectado mais facilmente e sua resposta com relação ao nível de ruído devido ao desenho da estrutura e função de transferência de cada um dos cilindros para o acelerômetro (HORNER, 1995), o que também fica claro no trabalho de Chaudhary (2011) no qual é determinada a melhor localização para posicionamento do sensor de detonação em um motor através de uma análise modal do bloco, o autor mostra que determinadas regiões da estrutura tem uma melhor resposta as frequências de ressonância do gás na câmara de combustão durante a detonação, sendo assim ao medir a vibração estrutural em determinados pontos temos um sinal melhor.

Analizamos a STFT e espectro de resposta de todo o tempo da corrida dos acelerômetros para diversas corridas e foi possível notar que a posição de instalação do acelerômetro 4 apresenta uma resposta muito clara ao primeiro modo de vibração relacionado a detonação, como será mostrado a seguir. Nas figuras 3.18 e 3.19 temos os espectros da aceleração, em  $m/s^2$ , medidos com os acelerômetros na faixa entre 4 e 20 kHz, a primeira para uma corrida com baixos níveis de detonação (corrida 3 – 1000rpm) e a segunda apresenta altos níveis de detonação com as frequências dos modos indicadas (corrida 6 – 1000rpm).



**Figura 3.18 - Espectro dos 4 acelerômetros em diferentes posições do bloco para a corrida 3 (1000rpm) que não apresenta detonação.**

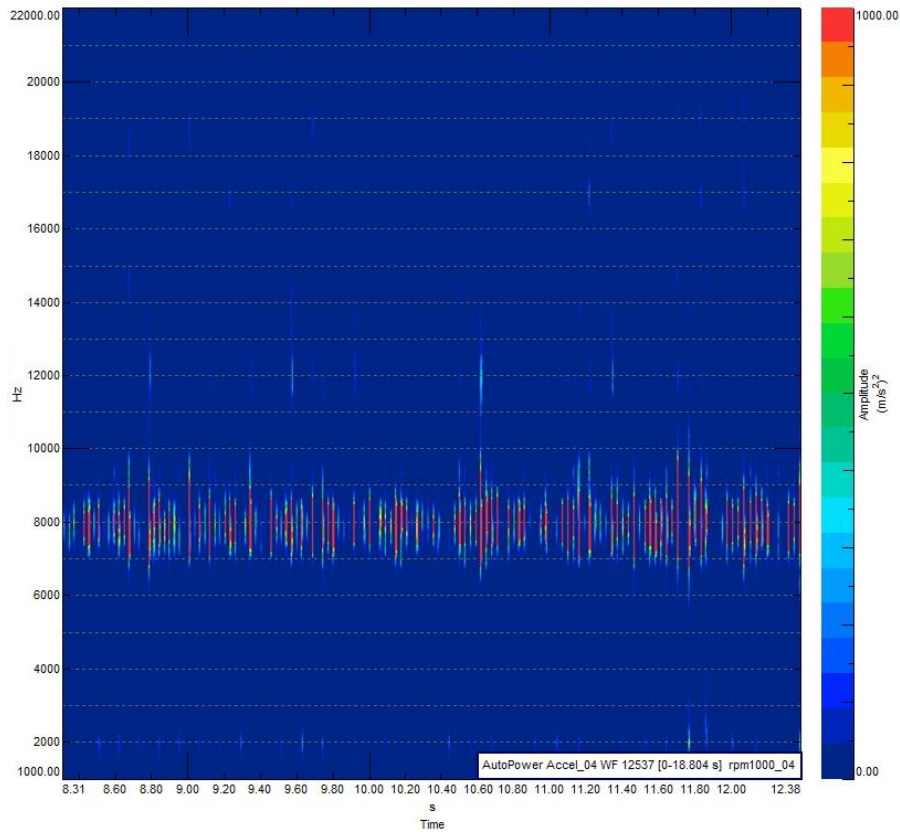




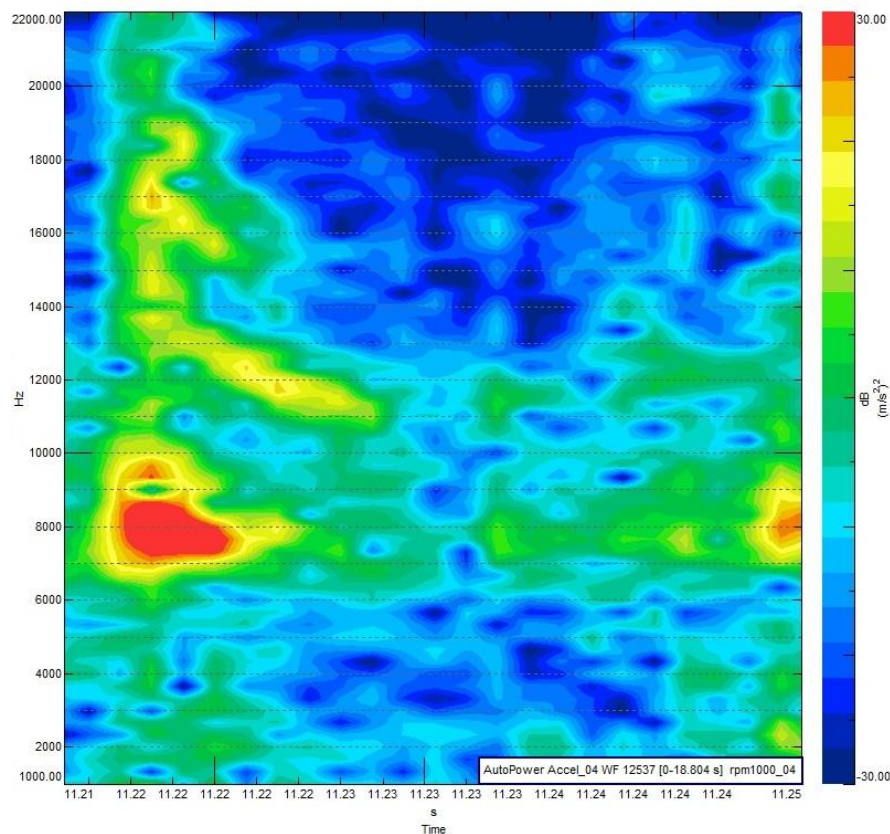
**Figura 3.19 - Espectro dos 4 acelerômetros em diferentes posições do bloco para a corrida 6 (1000rpm) que apresenta alto nível de detonação com as frequências dos 4 primeiros modos indicadas.**

Essa análise foi utilizada pois, apesar de se tratar de um sinal com frequência variante no tempo e a utilização da DFT para cálculo do espectro abranger todo o sinal no tempo, desejávamos exatamente analisar os níveis gerais de cada uma das corridas e ter uma melhor resolução em frequência. É possível notar na figura 3.9 que todos os acelerômetros apresentam níveis mais elevados como um todo, mas principalmente em torno da frequência de 7800Hz, próxima a frequência de primeiro modo estimada de aproximadamente 7470Hz, sendo que o acelerômetro na posição 4 (curva em rosa) visivelmente apresenta uma resposta muito melhor para o nosso propósito de avaliar a vibração relacionada a diferentes níveis de detonação, dessa forma temos uma indicação da intensidade de detonação relativa ao ponto de acoplamento. É interessante notar também que na figura 3.19 o acelerômetro 2 apresenta uma melhor resposta ao primeiro modo radial na faixa entre 14kHz e 15 kHz, apesar de estar deslocado do valor calculado, pode ser visto tanto nos acelerômetros como no espectrograma do ruído interno da corrida 6 (1000rpm), mostrada anteriormente na figura 3.13. A seguir na figura 3.20 temos o espectrograma do acelerômetro 4 da corrida 4 (1000rpm) que apresenta nível alto

de detonação, em que podemos ver vários pontos ocorrências de detonação e logo a seguir, na figura 3.21 temos um trecho de um ciclo que apresenta detonação em escala logarítmica no qual são visíveis os diversos modos e inclusive é possível notar a diminuição da frequência no tempo decorrente da queda de temperatura sendo que o primeiro modo circunferencial (7,47kHz) é o que menos sofre alteração por conta disso, o que também pode ser notado na figura 2.6.

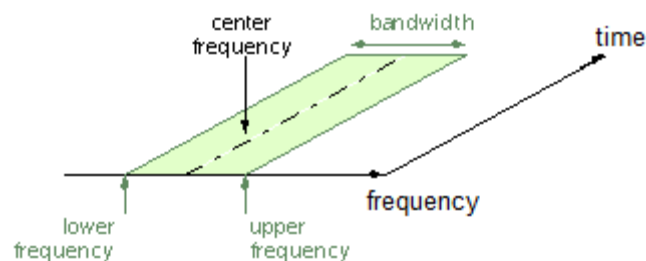


**Figura 3.20 - Espectrograma do acelerômetro 4 (Corrida 4 – 1000rpm)**



**Figura 3.21 – Trecho do espectrograma do acelerômetro 4 (corrida 4 - 1000rpm) com escala de amplitude logarítmica mostrando um evento de detonação.**

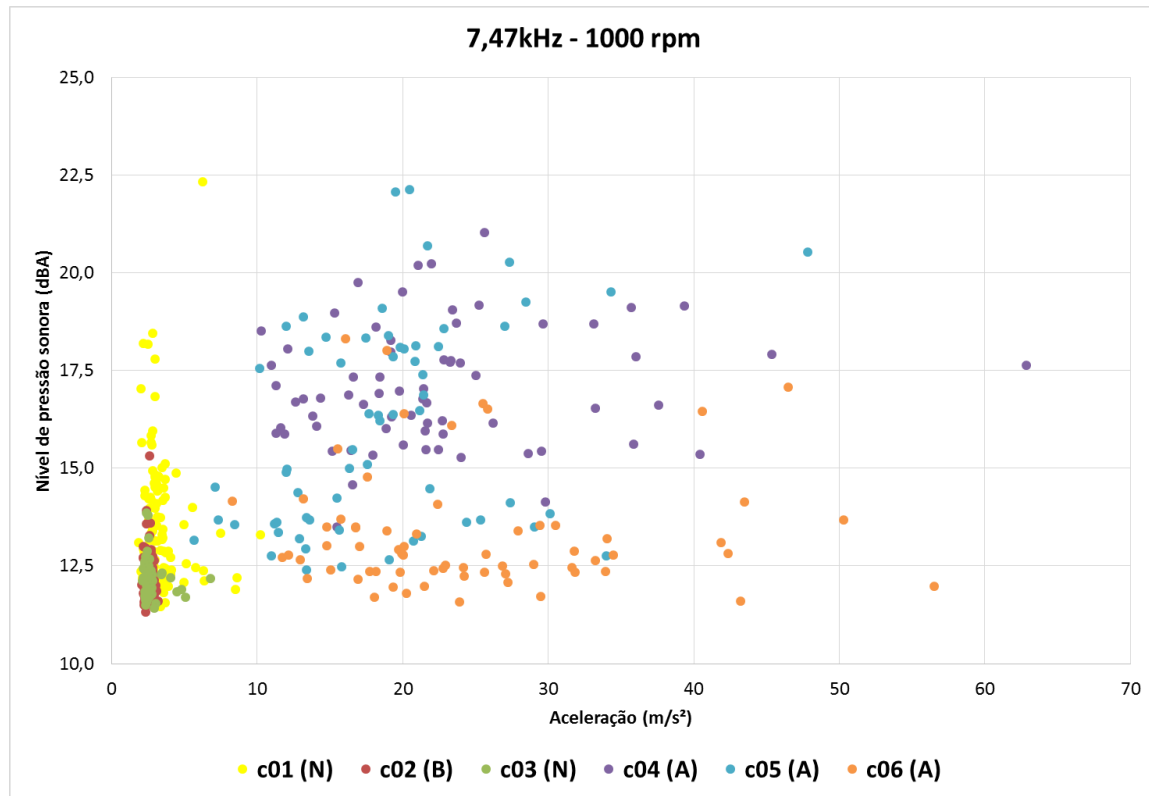
Visto que temos uma clara resposta a detonação no acelerômetro 4 queremos utilizar isso para quantificar os níveis de detonação e comparar com os níveis sonoros visualizados nos espectrogramas nas frequências calculadas com o intuito de tentar relacionar de maneira objetiva os dados, comparando também com a avaliação subjetiva. Processamos os dados para todas as corridas utilizando um processamento similar a STFT porém ao invés de analisar todo o espectrograma, vamos extrair somente os níveis gerais nas bandas de frequência que nos interessam, conforme ilustrado na imagem a seguir.



**Figura 3.22 – Processamento realizado para extrair seções nas frequências de interesse do microfone e acelerômetro. (LMS, 2012)**

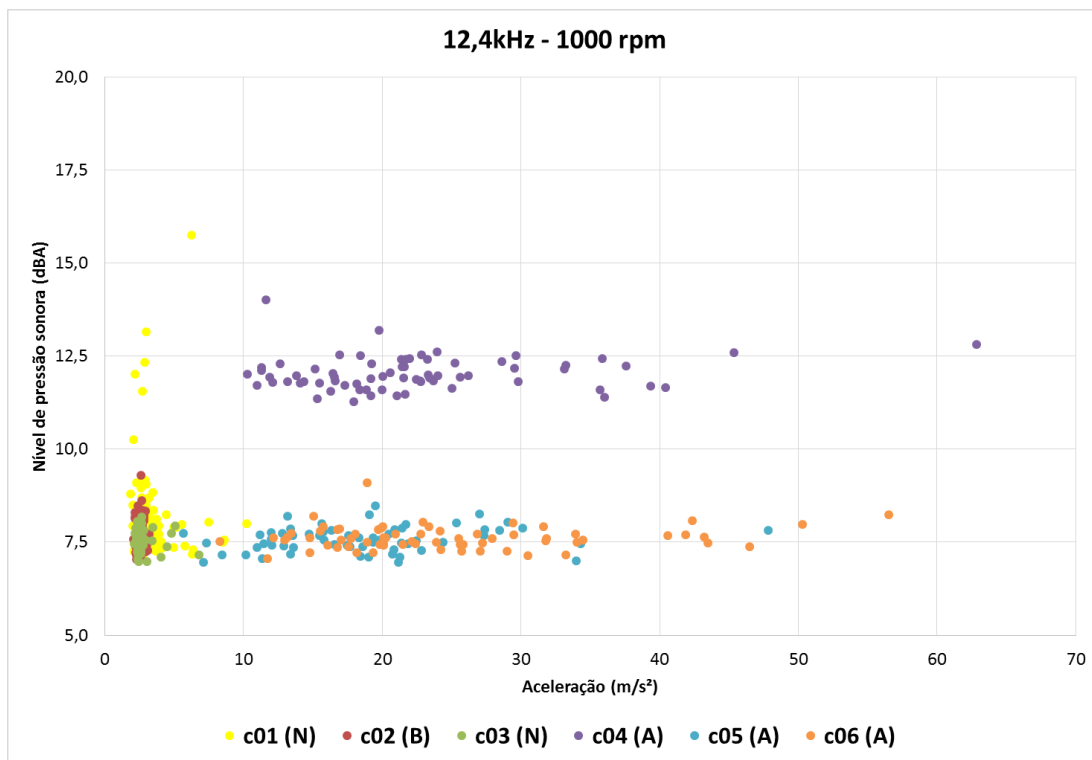
Definimos as faixas das frequências de interesse para cada um dos sinais, para a aceleração foi definida a secção da frequência de 7,47kHz  $\pm$ 400Hz e para o microfone as frequências de 7,47kHz  $\pm$ 400Hz, 12,40kHz  $\pm$ 400Hz, 15,00kHz  $\pm$ 600Hz e 17,05kHz  $\pm$ 400Hz, assim podemos relacionar diretamente os níveis de aceleração e pressão sonora para cada instante no tempo. Foi adotada essa faixa pois como já dito anteriormente é esperado que as frequências dos modos variem nessa faixa, exceto para o caso do primeiro modo radial (15,5kHz) que, conforme foi visto nos espectrogramas, em algumas condições apresenta variações muito grandes por isso foi mais adequado adotar a faixa de 15kHz  $\pm$ 600Hz. A largura da janela do tempo utilizada no processamento foi de 0,25s para ambas rotações medidas, assim temos uma média em um trecho estreito.

Exportamos os dados processados com o TestLab para o Excel e plotamos os pontos de todas as corridas, separando por frequência e rotação. A seguir, nas figuras 3.23 até 3.27 estão apresentados os gráficos obtidos para as corridas de 1000 rpm:

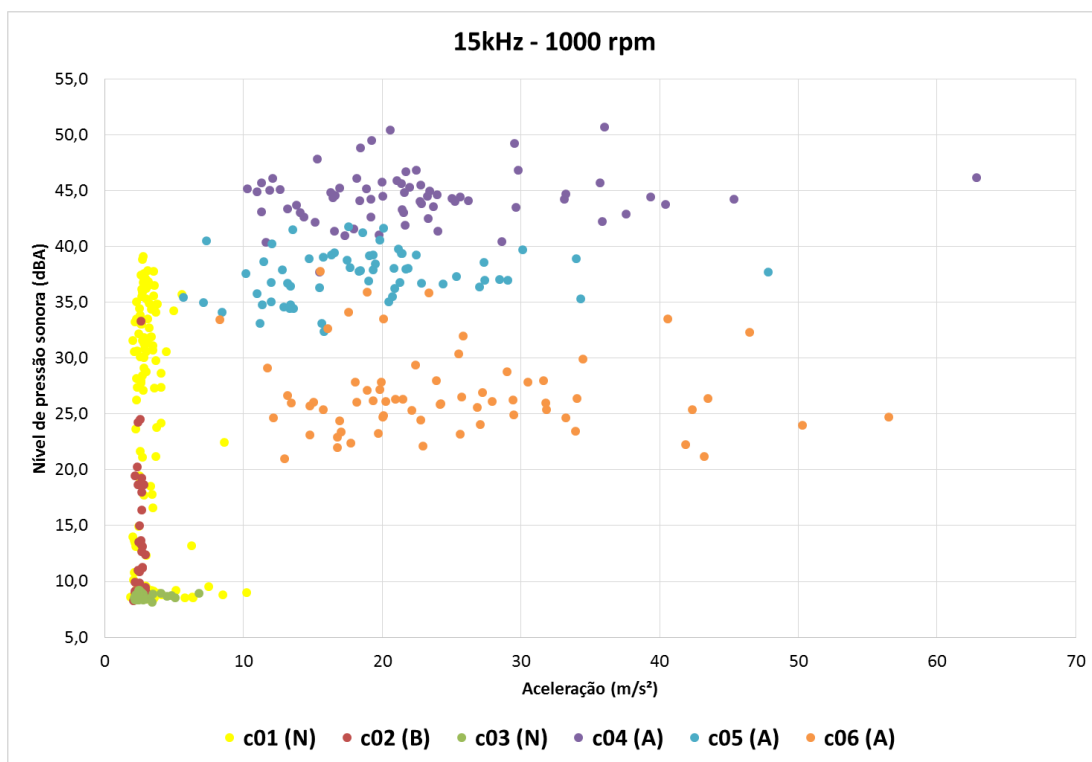


**Figura 3.23 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 7,47kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm.**

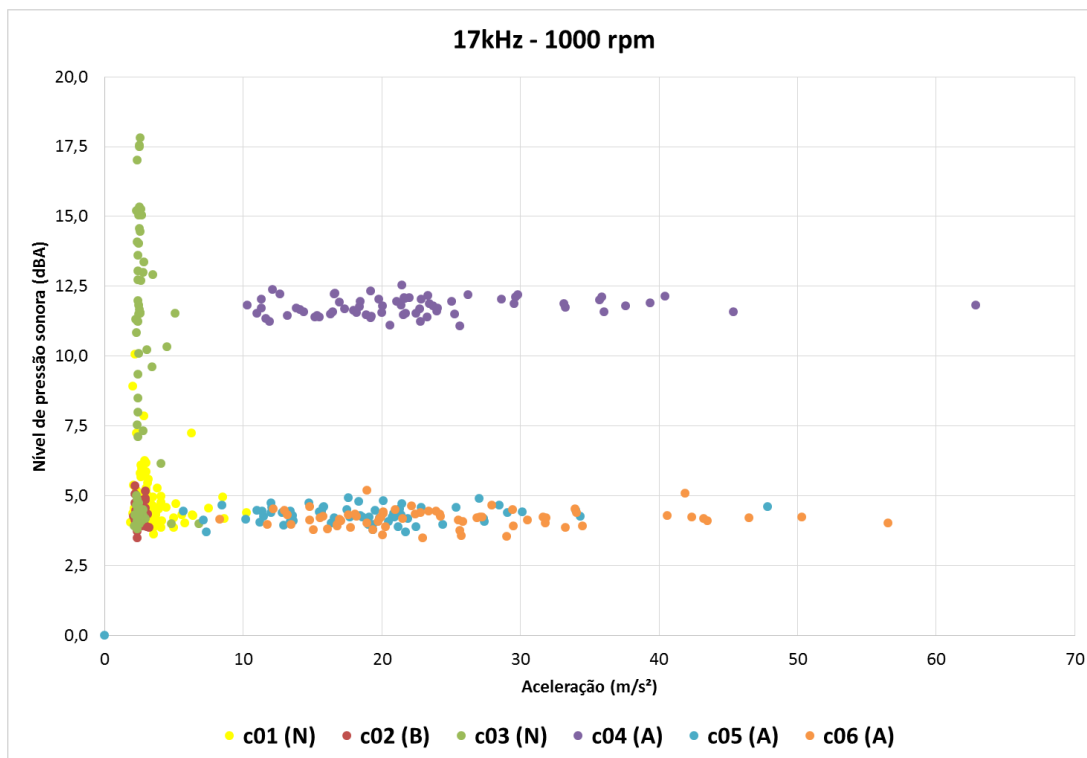




**Figura 3.24 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 12,4kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm.**



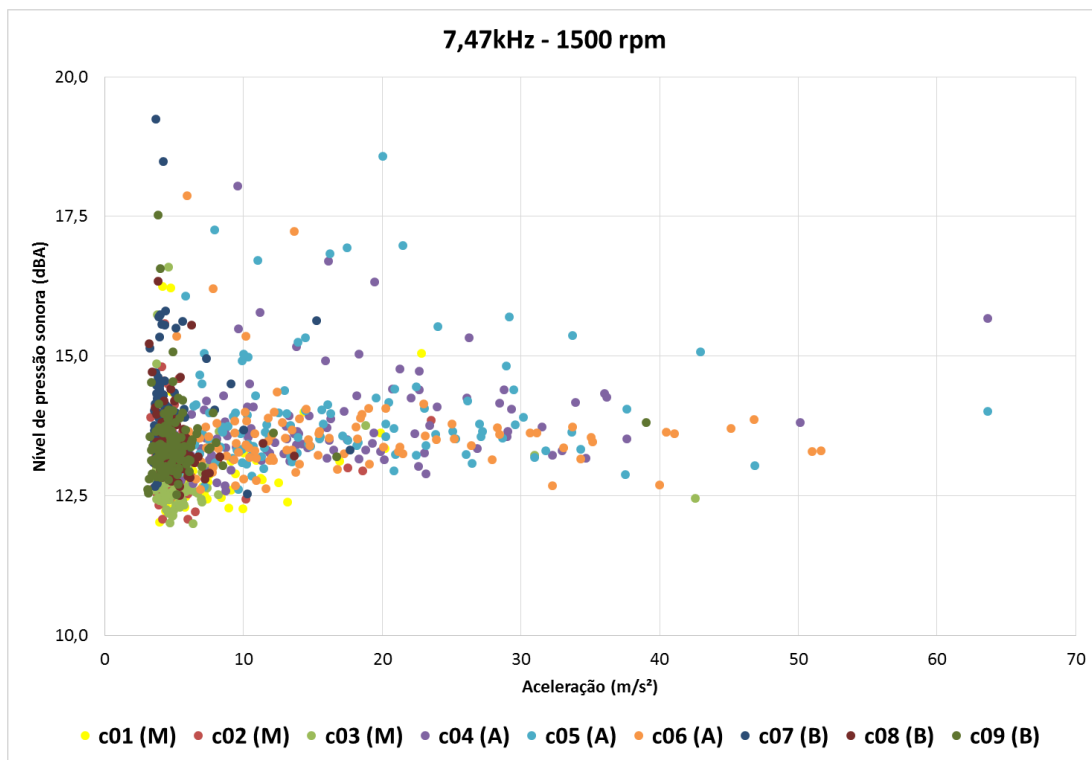
**Figura 3.25 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 15,0kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm.**



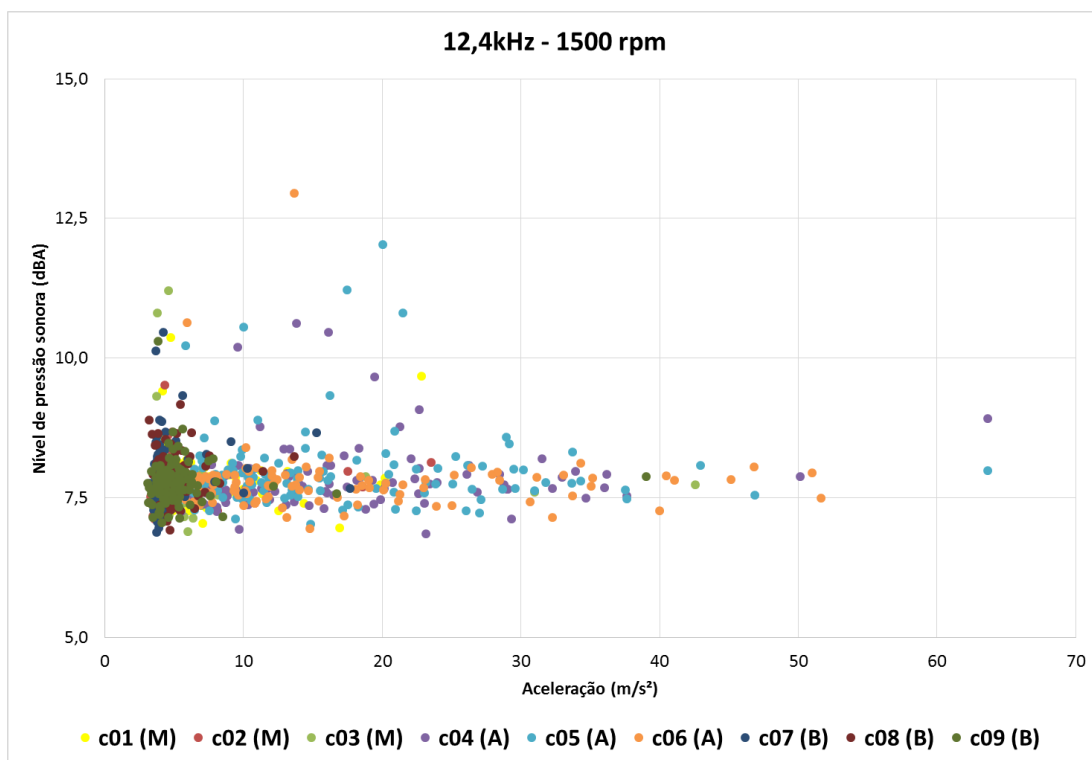
**Figura 3.26 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 17,05kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1000rpm.**

Nos gráficos vemos refletidos os mesmos resultados dos espectrogramas do microfone DOE, porém dessa temos uma idéia geral dos níveis de vibração. Podemos ver pelos níveis dos acelerômetros que as corridas 2 e 3 são as que apresentam os menores níveis de vibração na frequência analisada, porém ainda assim podemos ver na corrida 2 uma ligeira elevação nos níveis sonoros a 15kHz e na corrida 3 temos um grande número de pontos com níveis altos na frequência de 17kHz, porém nos dois casos não temos uma associação direta com os níveis medidos no acelerômetro. O mesmo ocorre para a corrida 1 que apresenta pontos de pressão sonora elevada em 7,47kHz e 15kHz, mas não há nenhuma ligação direta com os níveis de aceleração. Nas corridas 4, 5 e 6 foi possível verificar que os níveis visualizados nos sinais do acelerômetro estão refletidos na avaliação subjetiva e também em uma elevação nos níveis a sonoros, principalmente nas frequências de 7,47kHz e 15kHz. É importante salientar que um avanço de 5 graus acima da calibração de base, como o utilizado nas corridas 4, 5 e 6 a 1000 rpm, é relativamente alto.

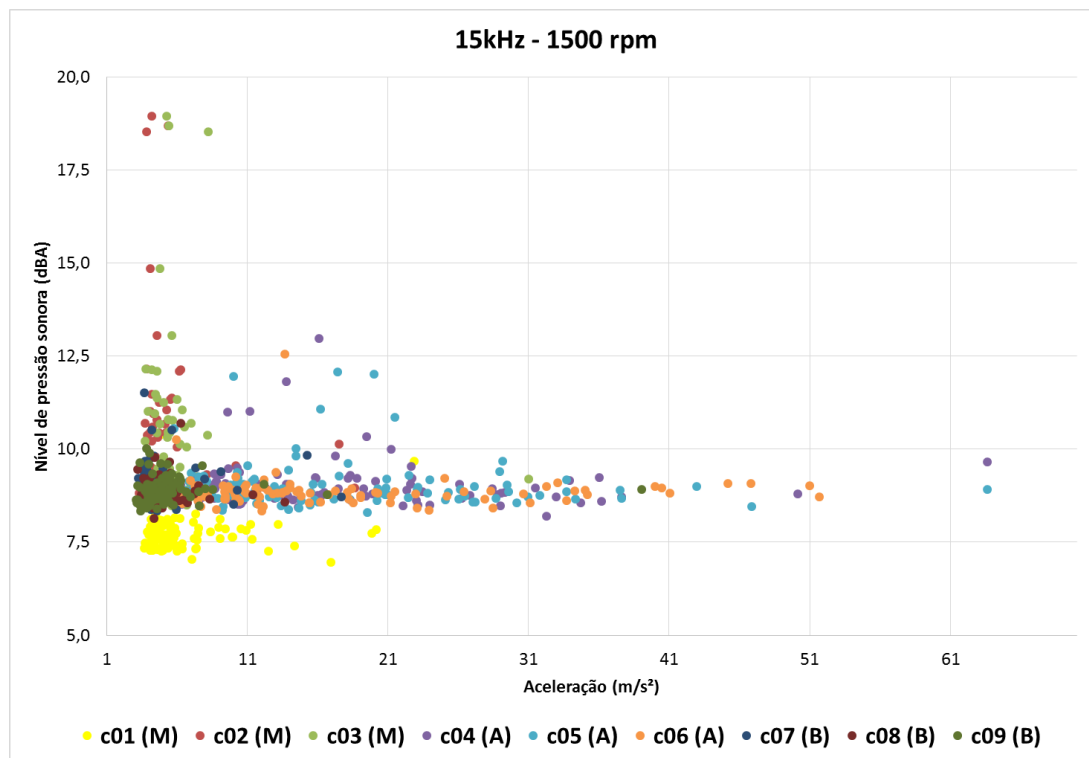
A seguir, nas figuras 3.28 até 3.32 estão apresentados os gráficos obtidos para as corridas realizadas a 1500 rpm:



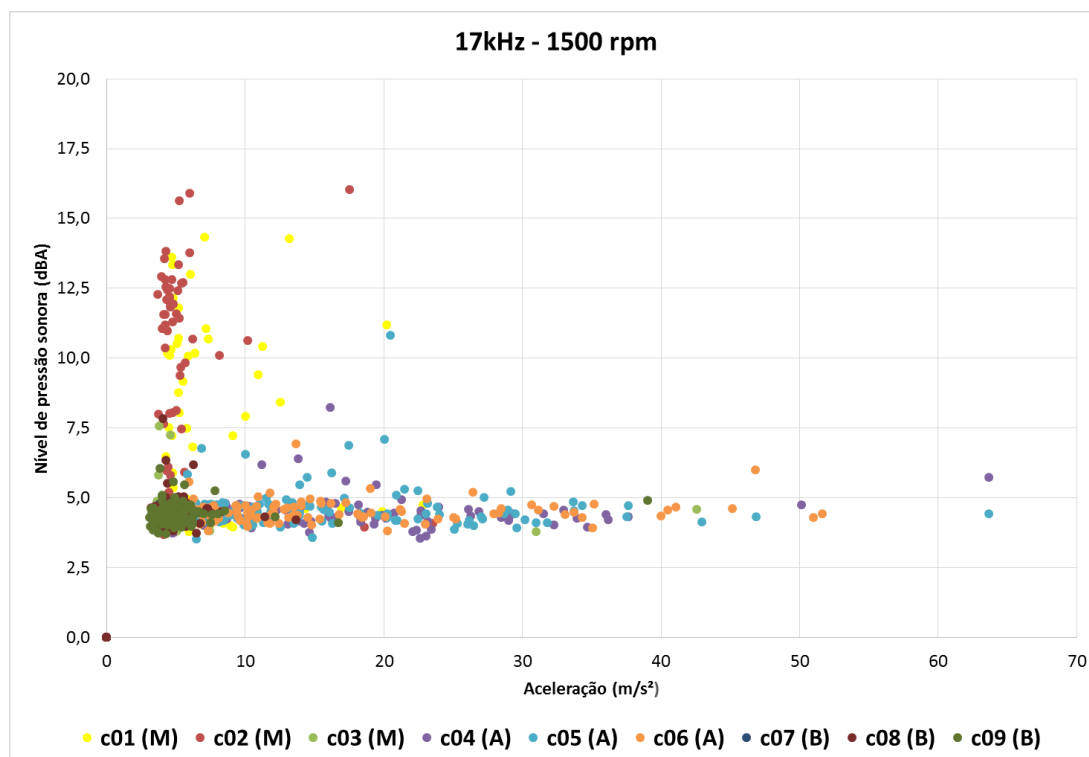
**Figura 3.27 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 7,47kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm**



**Figura 3.28 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 12,40kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm**



**Figura 3.29 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 15kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm**



**Figura 3.30 - Comparação entre níveis de pressão sonora a 17,05kHz e aceleração para as corridas realizadas a 1500rpm**

Para as corridas realizadas a 1500rpm não foi notada nenhuma relação nesse sentido exceto pelo fato de as corridas classificadas com maior intensidade de detonação subjetivamente visivelmente possuem uma maior quantidade de pontos deslocados para a direita, mostrando níveis elevados de vibração no bloco do motor.

A seguir, com o intuito de avaliar se as frequências analisadas realmente tem impacto na impressão subjetiva, com os dados mensurados com o “Head” e utilizando fones de ouvidos adequados para reprodução desse tipo de áudio, foi possível escutar novamente os dados medidos em pista. Reproduzimos os sinais de áudio utilizando filtros rejeita-faixa com o intuito de eliminar totalmente as bandas de frequências relacionadas a detonação, que também podiam ser vistas claramente nos espectrogramas e avaliando o áudio subjetivamente foi possível perceber que o ruído da detonação em uma corrida com nível alto em nada foi alterado, continua claramente presente. A seguir na figura 3.31 podemos ver a janela do programa LMS Testlab utilizada para reprodução do áudio em *Stereo*, é possível notar os filtros rejeita-faixa utilizados nas frequências dos 4 primeiros modos calculadas com a equação de Draper, são elas 7,47kHz, 12,4Khz, 15,5kHz e 17,05kHz.

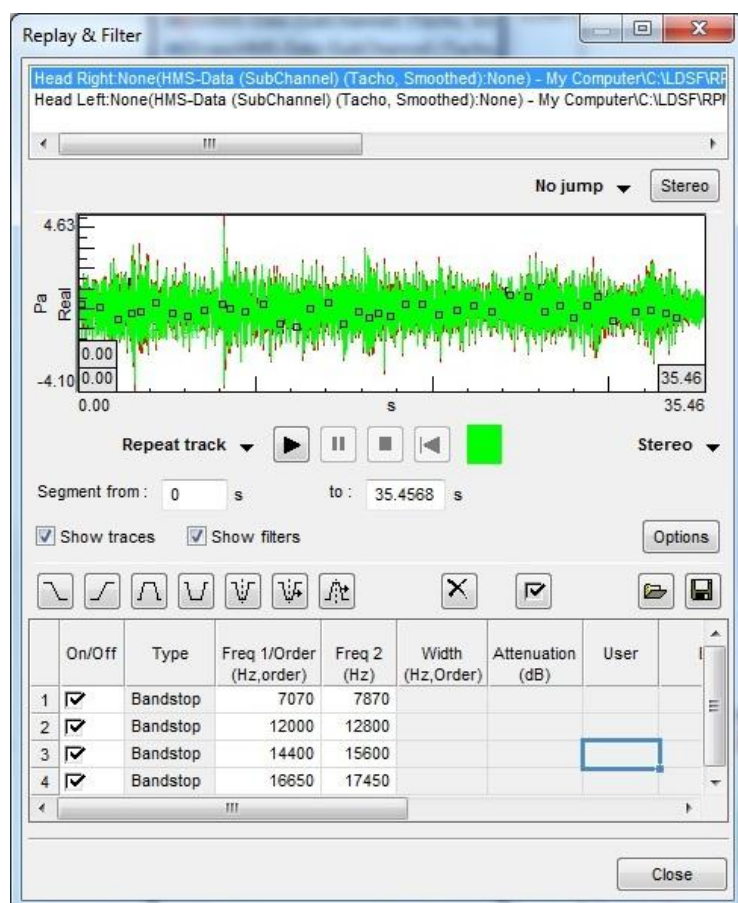


Figura 3.31 - Janela de reprodução de áudio utilizando filtros do software LMS Testlab



## 4. Conclusão

Concentraram-se esforços no estudo da detonação, nas variáveis de operação que influem na mesma e técnicas para medição e análise de dados. Através das análises realizadas observamos uma relação muito baixa entre os sinais do acelerômetro e do microfones nas frequências de ressonância do gás na câmara de combustão, mesmo sendo possível observar nos espectrogramas do ruído interno frequências particulares da detonação, elas não possuem relação direta com a impressão subjetiva para o ruído interno no veículo e também não estão refletidas diretamente nos sinais dos acelerômetros.

Foram importantes para as análises e entendermos o fenômeno a realização de ensaios com níveis altos de detonação, mas representam casos extremos que não refletem a realidade da operação do motor em uma condição normal e podem até danificar o mesmo, como exemplo das corridas 4, 5 e 6 realizadas a 1000 rpm.

Essa baixa relação pode ser explicada pelo fato de a detonação apresentar frequências características, porém o ruído ocasionado pela mesma não é tonal, apresenta componentes em uma larga faixa, sendo assim para a criação de uma métrica não seria interessante nos restringirmos somente as frequências de ressonância da combustão, e sim avaliar níveis de pressão sonora em faixas de terços de oitava.

Podemos concluir que com os acelerômetros é possível quantificar níveis de detonação relativos, porém poderíamos melhorar a precisão do cálculo considerando também as outras frequências dentro da faixa linear do acelerômetro que vai até 18kHz e tomando as medidas para realização dos testes que serão expostas a frente.

O *knocking* apresenta uma natureza impulsiva em uma faixa de tempo muito estreita, sendo assim necessárias representações tempo-frequência para avaliação do mesmo. A STFT pode não ser o melhor tipo de processamento a ser utilizado, existem outros processamentos semelhantes que não possuem as limitações de resolução que a STFT possui, como por exemplo a Transformada Wavelet, podendo ser usada tanto para representações semelhantes aos espectrogramas como para eliminação de ruído e cálculo da potência de sinais de vibração medidos com acelerômetros. Para análises dos sinais de ruído interno, uma alternativa que requer uma análise mais aprofundada seria aplicar a Transformada de Hilbert como ferramenta para demodular o sinal, obtendo assim o seu envelope.

A seguir serão comentados alguns itens que seriam interessantes de se levar em conta para realização de próximos testes, levando-se em conta a infra-estrutura disponível no Campo de Provas de Tatuí:

- (a) Um recurso importante para análise de dados relacionados a detonação e observado quase que na totalidade dos trabalhos relacionados ao tema é a realização de medições com

referência no ângulo do virabrequim, tornando possível entender melhor o fenômeno e também a implementação de diferentes técnicas como a aplicação de filtros variantes no tempo para análise das frequências de ressonância, resultando em uma melhor precisão na avaliação da intensidade da detonação.

- (b) O fato de terem sido realizados um número pequeno de ensaios com corridas muito longas prejudicou as análises dos dados. A detonação por si só já se trata de um evento intermitente logo, como a condição de operação do motor para a medição não é estável, em um mesmo trecho de medição temos partes do sinal com variações na intensidade de detonação muito relevante para que a impressão subjetiva seja classificada. O ideal seria a realização de um grande número de ensaios variando-se muito pouco o avanço de centelha e para cada avanço determinado ter ao menos 3 medições com 10 segundos cada.
- (c) Para correlacionar diretamente dessa forma seria interessante uma condição de funcionamento estabilizada e com uma alta carga para o motor, para isso seria interessante utilizar um dinamômetro de chassis pois além de isolar variáveis relacionados a pista e ruído de fundo, seria possível manter realmente estáveis as condições de funcionamento do veículo por ser possível regular o dinamômetro poderíamos determinar diferentes rotações e altas cargas, dentro dos limites de operação do dinamômetro, obviamente. É importante ressaltar que essas condições são muito importantes para análise da detonação e é interessante dar especial atenção as rotações de maior torque e potência por submeterem a mistura a maiores condições de pressão e temperatura.
- (d) Outra grande vantagem que a utilização de um dinamômetro traria para nós seria o fato de que poderíamos realizar medições com um microfone sobre o motor com o capô aberto, dessa forma excluiríamos a influência da função de transferência do veículo, que influi como o ruído é transferido do compartimento do motor para a cabine que é diferente para cada veículo, e criar parâmetros para a intensidade do ruído de detonação aceitável não só a nível veicular, como também a nível de componente.
- (e) Para que seja validada a relação e confirmar as frequências calculadas para avaliar a detonação e considerar variações nas frequências de acordo com as condições de carga e rotação seria ideal medir pressões no interior da câmara de combustão que conforme Härle (1987) que apesar de trabalhar com medição de vibração estrutural para identificação de detonação, enunciou a importância de realizar medições de pressão interna nos cilindros para propósitos de referência por seu uma medição direta, a pressão é medida exatamente onde está ocorrendo a detonação, diferente da vibração estrutural onde estamos medindo



um dos efeitos do fenômeno, portanto uma medição indireta, por isso apresenta ruído elevado nas medições.

- (f) Utilizando transdutores de pressão interna dos cilindros e em conjunto com o dinamômetro para manter as condições de funcionamento estáveis, poderíamos regular o nível de *FKI4* alterando-se o avanço de centelha, conforme realizado no procedimento já mencionado anteriormente, portanto teríamos a possibilidade de trabalhar com frações do nível de *FKI4* dentro da faixa de valores aceitáveis de operação do motor até o ponto que a detonação começasse a ser perceptível, pois é nessa faixa de operação em que existem reclamações de consumidores, dado que o processo de calibração garante que o motor trabalhe em torno desse ponto. Dessa forma manteríamos a referência utilizada na calibração como guia para a realização das medições das corridas, importante por ser essa mesma referência que determina o funcionamento do mesmo em condições de operação normal.



## 5. Bibliografia

### Referenciada:

AARTS, R. M., (1992) **Comparison of Some Loudness Measures for Loudspeaker Listening Test**, Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 40, No.3, March 1992, pp. 142-146

BRÜEL & KJÆR. (1997). **Piezoelectric DeltaShear® Accelerometers Uni-Gain®, DeltaTron® and Special Types**. Data Sheet. 2001.

\_\_\_\_\_. (2003). **DeltaTron® Microphone Preamplifier — Type 2671**. Data Sheet. 2003.

\_\_\_\_\_. (2004). **Piezoelectric Accelerometer Charge Accelerometer — Type 4393, 4393 S and 4393 V**. Data Sheet. 2004.

\_\_\_\_\_. (2008). **½" Prepolarized Free-field Microphone - Type 4189**. Data Sheet. 2008.

\_\_\_\_\_. (2013) **The Falcon Range 1/2" Microphones — Types 4188 to 4193**. Data Sheet. 2013

BEHRENS, S. C. et al. (1999) **Improved knock detection by time variant filtered structure borne sound**. IEEE Paper. Ruhr University Bochum, Department of Electrical Engineering, Bochum, Germany, 1999.

HÄRLE, N. et al (1987) **Detection of knocking for spark ignition engines based on structural vibrations**. IEEE Paper. Ruhr University Bochum, Bochum, Germany, 1987.

HEAD ACOUSTICS. (2007). **Interface module for SQlab III** (code 3511 – 3533). Data Sheet. 2007.

\_\_\_\_\_. (2013). **Data sheet - HMS IV.0** (Code 1500). Data Sheet. 2013.

CHAUDHARY, Y. V. et al. (2011) **Optimum knock sensor location through experimental modal analysis of engine cylinder block**. SAE Technical Paper Series. Paper N° 2011-32-0637. Detroit, Michigan, 2011.

DRAPER, C. S. **Pressure Waves Accompanying Detonation in the Internal Combustion Engine**, Journal of the Aeronautical Sciences(Institute of the Aeronautical Sciences), Vol. 5, No. 6, 1938, pp. 219-226.

FORD MOTOR COMPANY (2002) Engineering Standards & Systems Engineering (ESSE). **Knock intensity test**. 2002.

\_\_\_\_\_. (2006) FSAO Powertrain PD Engineering. **Single strong knock (SSK)**. 2006.

\_\_\_\_\_. (2009) Engineering Standards & Systems Engineering (ESSE). **Accelerated knock intensity (KI) test - North America**. 2009.

- GAO, R.X.; YAN, R. (2011) **Wavelets: theory and applications for manufacturing**. Germany: Springer, 2011. p. 17-32.
- HAYKIN, S. (2001) **Sinais e sistemas**. Tradução de José Carlos Barbosa Santos. 1ª Edição. Porto Alegre: Bookman, 2001.
- HEYWOOD, J.B. (1988) **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill, 1988.
- HORNER, T. G. (1995) **Engine knock detection using spectral analysis techniques with a TMS320 DSP**. Texas Instruments Application Report SPRA039. U.S.A, 1995.
- JOAQUIM, M. B. (2006) **Processamento de Sinais Digitais**. São Carlos: 2006.
- KASSERIS, E. P. (2011) **Knock limits in spark ignited direct injected engines using gasoline/ethanol blends**. 2011. 134 f. Thesis (Doctor) - Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2011.
- KIENCKE, U.; NIELSEN, L. (2005) **Automotive Control Systems: for engine, driveline, and vehicle**. 2<sup>nd</sup> ed. Germany: Springer, 2005. p. 128-138.
- LMS. (2012) **LMS Test.Lab User's Help Theory Documents**. Rev.12A, 2012.
- RIZZONI, G.; SAMIMY, B. (1996) **Mechanical signature analysis Using Time Frequency Signal Processing: Application to Internal Combustion Engine Knock Detection**. Proceedings of the IEEE, Vol 84, No. 9, September 1996.
- SCHOLL, D. et al. (1998) **The volume acoustic modes of spark-ignited internal combustion chambers**. SAE Technical Paper Series. Paper N° 980893. Detroit, Michigan, 1998.
- TAYLOR, C. F. (1976) **Análise de motores de combustão interna**. Tradutor: Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. São Paulo: Edgard Blucher, Vol. 1-2, 1976
- URNS, S. T. (2000) **An Introduction to Combustion**. McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> ed., 2000
- VASEGHI, S. V. (2008) **Advanced digital signal processing and noise reduction**. 4th ed. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2008.

#### **Consultada:**

- BEHRENS, S. C.; BOHME J.F. (2001) **Applying time-frequency methods to pressure and structure-borne sound for combustion diagnosis**. IEEE Paper. International Symposium on Signal Processing and its Applications (ISSPA). Kuala Lumpur, Malaysia, 13 - 16 , August. 2001.

BEHRENS, S. C.; BOHME, J.F. (2001) **Fast knock detection using pattern signals**. IEEE Paper. Ruhr University Bochum, Department of Electrical Engineering and Information Science, Bochum, Germany, 2001.

BOHME, J. F.; URLAUB, M. (2004) **Reconstruction of pressure signals on structure-borne sound for knock investigation**. SAE Technical Paper Series. Paper N°. 2004-01-0521. Detroit, Michigan, 2004.

FERNANDEZ, B. O. (2006) **Considerações sobre outros empregos do sensor de detonação para o controle eletrônico de motores ciclo Otto utilizando análise espectral**. 2006. 162 f. Dissertação (Mestre) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

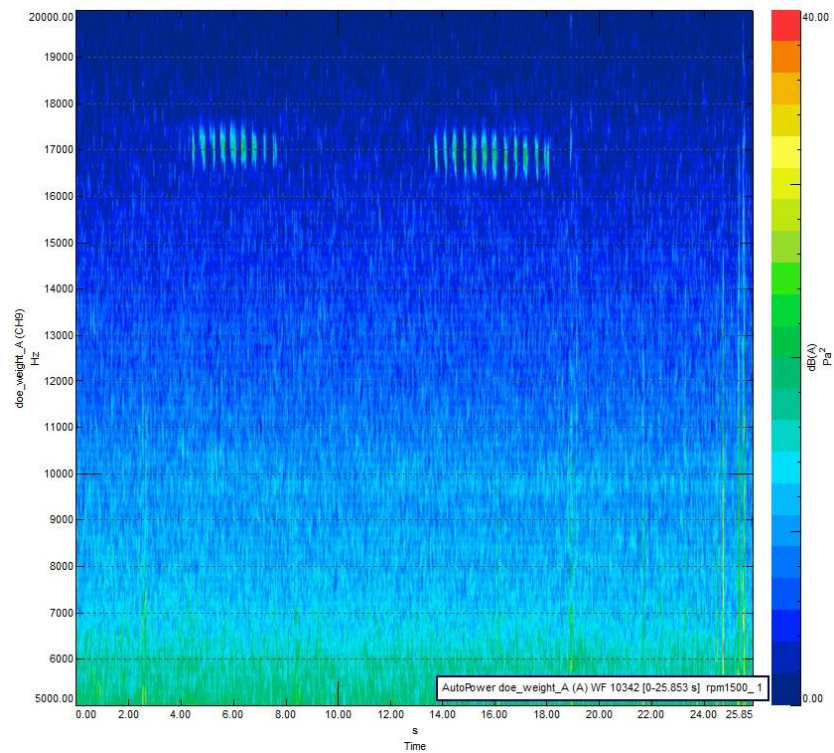
HUALLPA, B. N. et al. (2008) **Time–Frequency analysis techniques applied to automotive noise and vibration signals**. SAE Technical Paper Series. Paper N°. 2008-36-0350. Detroit, Michigan, 2008.

VEGGERBERG, K.; ZHANG, N. (2009) **Advanced signal processing algorithms for sound and vibration beyond the FFT**. SAE Technical Paper Series. Paper N°. 2009-01-2164. Detroit, Michigan, 2009.

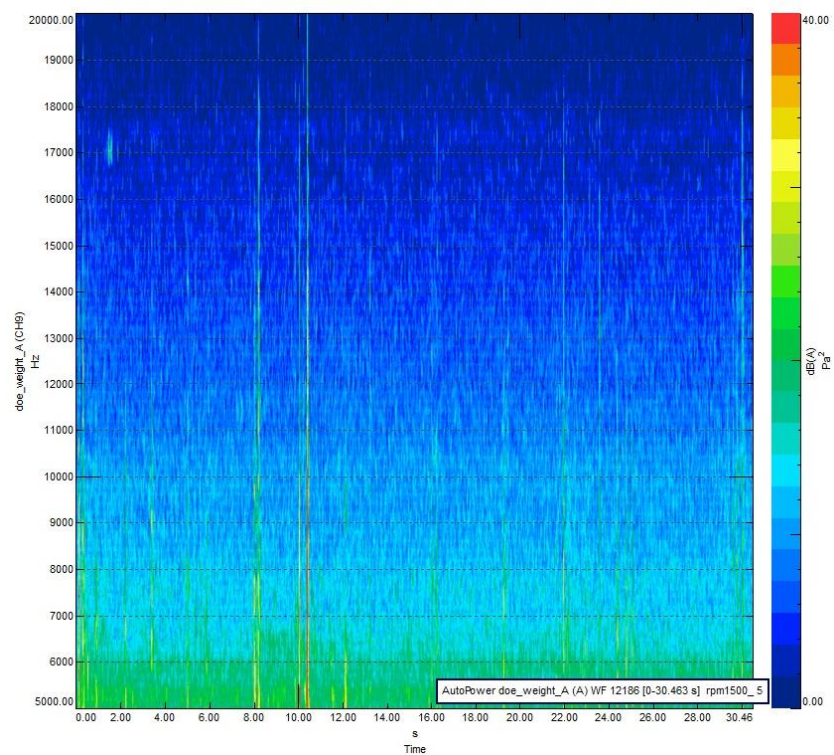
ZALAR, G. (2005) **Application of CKI on combustion pressure signals**. AVL LIST GmbH technical report to Ford Motor Company. Austria, 2005.



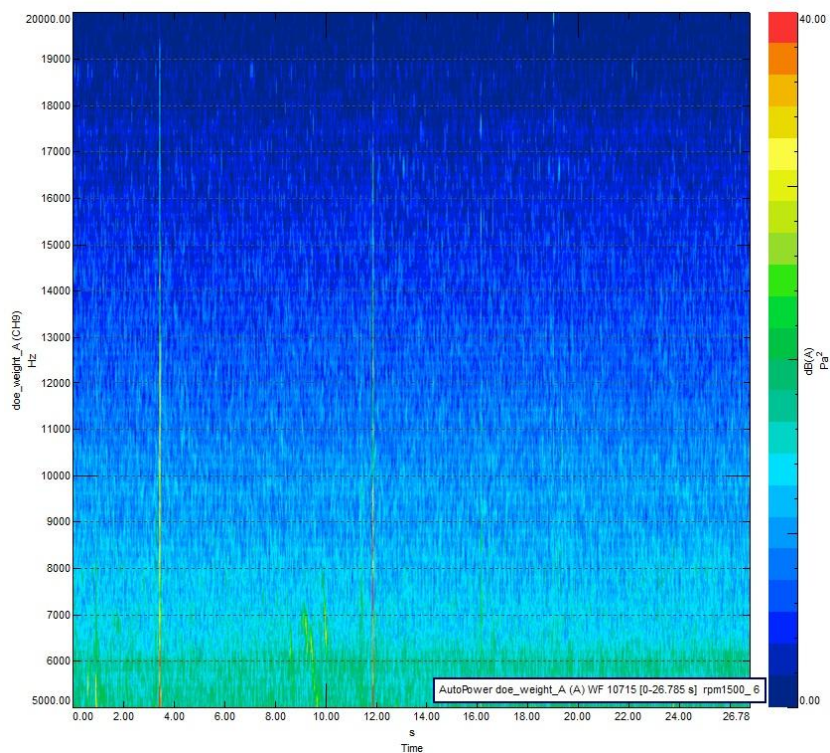
## 6. Apêndice A – Espectrogramas



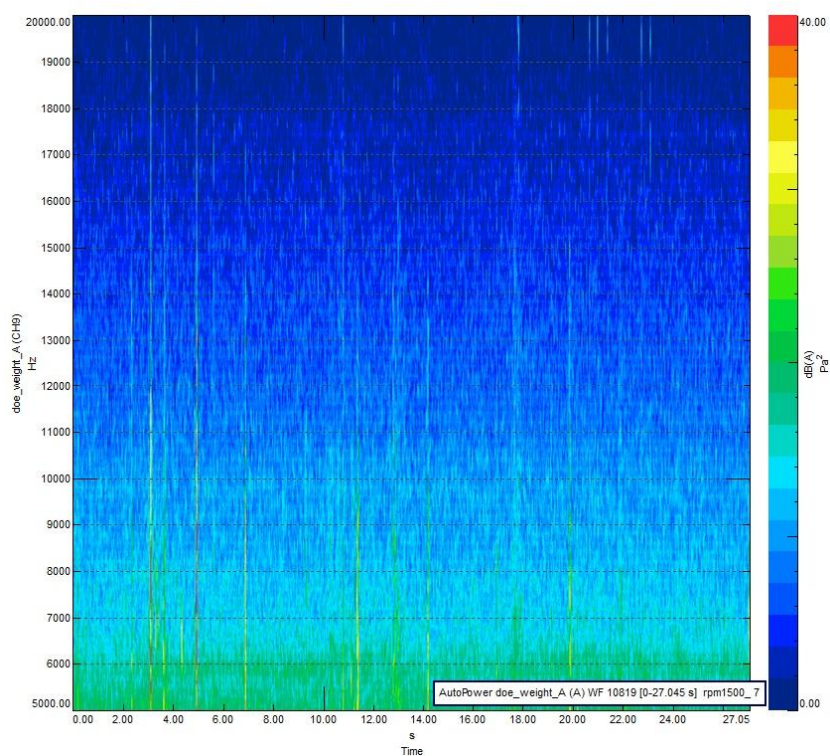
**Figura 6.1 - Corrida 01 (1500rpm) - Impressão subjetiva: médio**



**Figura 6.2 - Corrida 05 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto**

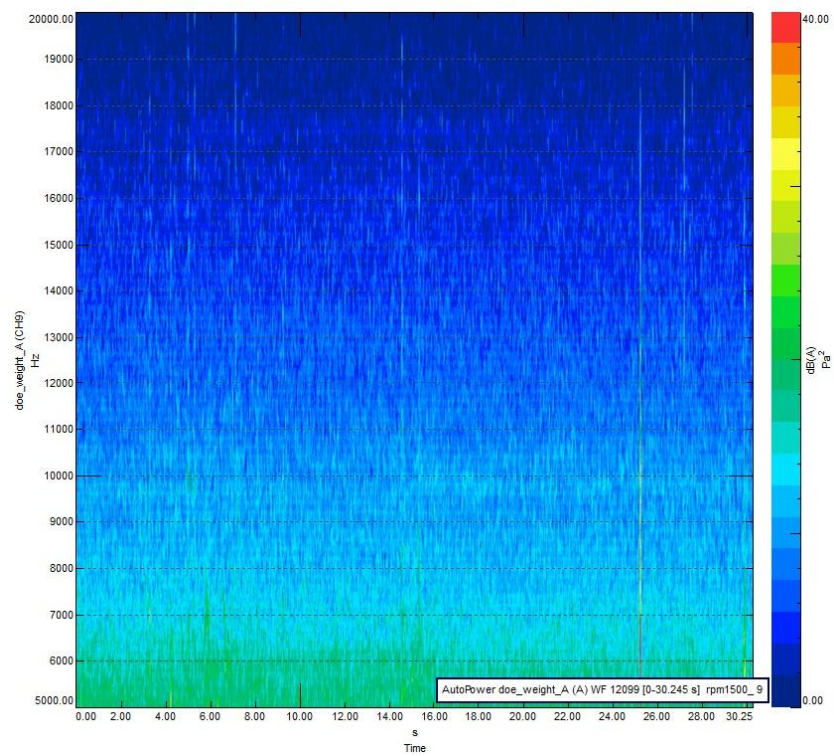


**Figura 6.3 - Corrida 06 (1500rpm) - Impressão subjetiva: alto**



**Figura 6.4 - Corrida 07 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo**





**Figura 6.5 - Corrida 09 (1500rpm) - Impressão subjetiva: baixo**