



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO VITOR LIRA DE CARVALHO FIRMINO

**IDENTIFICAÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
CICLO OTTO A PARTIR DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES**

João Pessoa

2018

JOÃO VITOR LIRA DE CARVALHO FIRMINO

**IDENTIFICAÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
CICLO OTTO A PARTIR DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Coordenação do Curso de
Engenharia Mecânica, como pré-requisito
para a obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica pela Universidade
Federal da Paraíba.

Orientador: Prof.^o Dr. Marcelo Cavalcanti
Rodrigues

JOÃO PESSOA

2018

Catalogação na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

F525i Firmino, Joao Vitor Lira de Carvalho.

IDENTIFICAÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA CICLO OTTO A PARTIR DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES /
Joao Vitor Lira de Carvalho Firmino. - João Pessoa,
2018.

76 f.

Orientação.

Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Análise de vibrações, FFT. I. . II. Título.

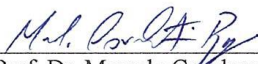
UFPB/BC

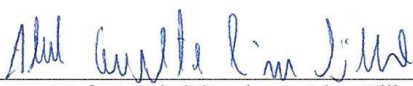
Trabalho de Conclusão de Curso – TCC, apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, tendo obtido o conceito **APROVADO** conforme a apreciação da banca examinadora.

João Pessoa, 08 de novembro de 2018

BANCA EXAMINADORA


Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB


Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB


Prof. Dr. Abel Cavalcante Lima Filho
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela saúde e disposição que me permitiu a realização deste trabalho.

Aos meus pais, Antônio Ricardo Firmino e Maria Sonaly Firmino, por todo o amor e apoio recebido para minha formação pessoal e profissional.

A Lairanne Costa pelo amor e apoio incondicional em todos os momentos.

Aos meus irmãos Antônio, Arthur, Luiza e Miguel, por todos os momentos compartilhados.

Aos familiares mais próximos que contribuíram, de alguma maneira, para o meu sucesso acadêmico.

Ao professor Marcelo Cavalcanti Rodrigues, pela confiança, orientação e conhecimentos passados na elaboração deste TCC.

Ao técnico José Gilsivan Cartaxo da Silva pelos conhecimentos passados para a elaboração deste TCC.

Aos professores banca por terem aceitado fazer parte da banca de avaliação deste trabalho.

Aos amigos do curso pelos bons momentos vividos durante a graduação.

A todos os professores que fizeram parte da minha caminhada estudantil, contribuindo com o meu crescimento pessoal e intelectual.

Agradeço também a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso propõe através de técnica de processamento de sinais analisar as vibrações de um motor de combustão interna ciclo Otto de um automóvel Ford Fiesta 1.6 ano 2003. Para essa análise utiliza-se uma placa Arduino UNO e um módulo sensor acelerômetro MPU6050. Os dados foram analisados com o auxílio do Matlab para obtenção das componentes x, y e z de aceleração em função do tempo e dos seus respectivos espectros em frequência. No motor foram coletados dados de vibrações em seu funcionamento normal e, em seguida, foram submetidos situações de suposto dano nas velas e na correia do alternador. Foram obtidos, nas análises de frequência, os picos referentes a rotação do motor, suas harmônicas e identificado o pico de frequência de explosão e suas respectivas harmônicas. O objetivo do trabalho é correlacionar a partir dos danos induzidos um padrão das curvas em frequência para futuro monitoramento desses danos.

Palavras-chave: Análise de vibrações, FFT, motor de combustão interna, dano.

ABSTRACT

This undergraduate thesis proposes to analyze, through signal processing technique, the vibrations of an internal combustion engine of a Ford Fiesta 1.6, 2003. It was used, for this analysis, the Arduino UNO board and the accelerometer sensor module MPU6050. The data were analyzed with the aid of Matlab to obtain the x, y and z acceleration components as a function of time and their respective frequency spectra. In the engine, the vibration was collected in its normal operation and, then, some situations of supposed damage were observed in the spark plugs and in the alternator belt. In this frequency analysis, the rotation and explosion peaks of the engine, and the harmonic frequencies were identified. Therefore, the purpose of this undergraduate thesis is to associate, from the induced damages, a pattern of the curves in frequency for future monitoring of these damages.

Keywords: vibration analysis, FFT, internal combustion engine, damage.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor.....	3
Figura 2 (a) Amplitude Adimensional em função de Ω (b) Fase em função de Ω	5
Figura 3 – Sinais De Tensão No Domínio Do Tempo: (a) Máquina “Saudável”; (b) Máquina Com Defeito.	9
Figura 4 - Sinais De Tensão No Domínio Da Frequência: (a) Máquina “Saudável” E (b) Máquina Com Defeito.	10
Figura 5 - Máquina Desbalanceada	11
Figura 6 - Sistema Desbalanceado (a) Amplitude adimensional em função de Ω ; (b) Fase em função de Ω	12
Figura 7 – Representação De Um Rolamento De Esferas	14
Figura 8 – Espectro Típico De Máquinas Com Folgas	16
Figura 9 - Arduino UNO.....	19
Figura 10 - Módulo Sensor MPU6050.....	20
Figura 11 - Diagrama de Blocos do Sistema de Aquisição de Dados e Monitoramento	21
Figura 12 - Módulo Sensor MPU6050.....	21
Figura 13 - Arduino UNO.....	22
Figura 14 - Viga Em Balanço.	22
Figura 15 - Diagrama de Corpo Livre do elemento de viga	23
Figura 16 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 1; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 1.....	28
Figura 17 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 2; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 2.....	28
Figura 18 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 3; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 3.....	29
Figura 19 – Posicionamento do acelerômetro MPU 6050.	31
Figura 20 – Sinal Em Função Do Tempo Da Primeira Aquisição De Dados.....	32
Figura 21 – FFT para o Motor sem Indução de Defeitos	33
Figura 22 – Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Folga Na Correia	35
Figura 23 – FFT Do Sinal Do Motor Com Folga Na Correia.....	35
Figura 24 - Sinais Sobrepostos do Motor com Folga e do Motor sem Defeito	36
Figura 25 Sinal no Domínio do Tempo para a Correia com um Defeito	38
Figura 26 - FFT da Correia com 1 Defeito	38
Figura 27 - Sobreposição dos Sinais do Motor sem Defeito e do Motor com um Defeito na Correia..	39
Figura 28 - Sinal no Domínio do Tempo para a Correia com uma Falha	41
Figura 29 - FFT da Correia com Vários Defeitos	41
Figura 30 - Sobreposição dos Sinais de Vibração do Motor sem Defeitos e do Motor com Vários Defeitos na Correia	42
Figura 31 – Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Falha na Vela 1	44

Figura 32 – FFT Do Sinal Do Motor Com Falha na Vela 1	44
Figura 33 - Sobreposição do Sinal do Motor com Defeito ao Sinal do Motor sem Defeito.....	45
Figura 34 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Segundo Cilindro	47
Figura 35 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Segundo Cilindro	47
Figura 36 - Sobreposição dos Sinais do Motor com Defeito na Vela do Segundo Cilindro e do Motor sem Defeito	48
Figura 37 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Terceiro Cilindro	50
Figura 38 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Terceiro Cilindro	51
Figura 39 -Sobreposição de Sinais	51
Figura 40 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Quarto Cilindro	53
Figura 41 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Quarto Cilindro.....	54
Figura 42 - Sobreposição dos Sinais do Motor com Defeito na Vela do Quarto Cilindro e do Motor sem Defeito	54
Figura 43 - Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Falha nas Velas 1 e 4	56
Figura 44 – FFT Do Sinal Do Motor Com Falha nas Velas 1 e 4	57
Figura 45 - Sobreposição de Sinais	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Representação do Desbalanceamento.....	13
Tabela 2 – Defeitos Geradores De Instabilidade E Suas Frequências Características	15
Tabela 3 - Características das Frequências Associadas à Folga Mecânica	16
Tabela 4 - Frequências da Viga em Balanço analisada	29
Tabela 5 - Defeitos Induzidos para Análise	31
Tabela 6 - Frequências Fundamentais do Motor	34
Tabela 7 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Folga na Correia	37
Tabela 8- Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com 1 Defeito na Correia.....	40
Tabela 9 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Vários Defeitos na Correia.....	43
Tabela 10 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 1	46
Tabela 11 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 2	49
Tabela 12 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 3	52
Tabela 13 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 3	56
Tabela 14 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito nas Velas 1 e 4.....	59
Tabela 15 - Visão Geral dos Defeitos Analisados.....	59

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	2
2.1 OBJETIVO GERAL	2
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
3.1 CONCEITOS BÁSICOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	3
3.1.1 VIBRAÇÕES EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	6
3.1.2 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)	8
3.2 TIPOS DE DEFEITOS DETECTADOS PELA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	10
3.2.1 DESBALANCEAMENTO	10
3.2.2 DEFEITO EM ROLAMENTOS	13
3.2.2 INSTABILIDADE	15
3.2.5 ANÁLISE DE FOLGAS.....	15
3.2.5 FALHA NA VELA DO CILINDRO	16
3.4 UTILIZAÇÃO DA FFT NA MANUTENÇÃO INDUSTRIAL	17
3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO.....	18
3.5.1 ARDUINO	18
3.5.2 MÓDULO SENSOR MPU 6050	19
3.5.3 DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO	20
3.5.3 VALIDAÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO	22
4 METODOLOGIA.....	30
4.1 CARACTERIZAÇÃO DO ESTUDO.....	30
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	32
5.1 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DO FORD FIESTA 2003 SEM INDUÇÃO DE DEFEITOS	32
5.2 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DO FORD FIESTA 2003 COM INDUÇÃO DE DEFEITOS	34
5.2.1 FALHAS NA CORREIA.....	34
5.2.1.1 FOLGA NA CORREIA.....	34
5.2.1.2 UM DEFEITO NA CORREIA.....	37
5.2.1.3 VÁRIOS DEFEITOS NA CORREIA	40
5.2.2 FALHA NAS VELAS.....	43

5.2.2.1 FALHA NA VELA DO CILINDRO 1.....	43
5.2.2.2 FALHA NA VELA 2.....	46
5.2.2.3 FALHA NA VELA 3.....	49
5.2.2.4 FALHA NA VELA 4.....	53
5.2.2.5 FALHA NAS VELAS DOS CILINDROS 1 E 4.....	56
5.2.3 ANÁLISE GERAL DAS FALHAS	59
6 CONCLUSÃO.....	60
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	61

1 INTRODUÇÃO

Desde tempos remotos, observa-se a preocupação do ser humano em produzir ferramentas para facilitar as atividades de seu cotidiano, como a caça, a pesca e as construções de moradias. A medida que a fabricação de utensílios e construções se tornaram recorrentes, surgiu também a necessidade de conservação, reparos e substituição parcial ou total do componente. Esta necessidade remete ao conceito de manutenção (Almeida, 2014).

A evolução da manufatura e as exigências do mercado globalizado fizeram com que a manutenção evoluísse com o tempo, a fim de alcançar menores custos de produção e uma maior disponibilidade do maquinário industrial. Neste trabalho, será abordada as manutenções corretiva, preventiva e preditiva.

A manutenção corretiva é aquela praticada após a ocorrência da falha ou do funcionamento irregular da máquina. Esse tipo de manutenção é um conjunto de procedimentos que são executados com a finalidade de atender a produção de forma imediata. A manutenção corretiva apresenta um alto custo para a produção, tempo de parada de máquina elevado e riscos elevados ao operário (Almeida, 2015).

Com o avanço da tecnologia e do estudo na área de manutenção, percebeu-se que a realização de trocas de componentes antes da ocorrência da falha diminui, comparando com a manutenção corretiva, o custo de produção, aumenta a disponibilidade do maquinário e eleva a segurança do operário. Isso se deve ao fato de ocorrer uma diminuição substancial da manutenção corretiva. Esse tipo de processo é chamado de manutenção preventiva e tem como grande desvantagem a retirada de componentes antes do fim da vida útil. (Almeida, 2015).

Ainda de acordo com Almeida (2015), a manutenção preventiva evoluiu de forma a diminuir a ocorrência de falhas e paradas do maquinário, através do monitoramento dos parâmetros de funcionamento dos componentes, a esse modelo de manutenção, chamou-se de preditiva. Dessa forma, utilizando a manutenção preditiva, previne-se a subutilização de componentes e paradas desnecessárias das máquinas para reparo. Portanto, esse tipo de manutenção diminui os custos de produção, aumenta a disponibilidade e eleva a segurança do operador de máquina, quando comparado com a manutenção corretiva e a manutenção preventiva.

Para a realização da manutenção preditiva é necessário a utilização de softwares computacionais para que seja feita a aquisição das informações e a análise das condições de funcionamento da máquina.

Dentre vários métodos para realizar a manutenção preditiva, um dos mais utilizados na prática é a análise de vibrações. Esse método é baseado na análise das frequências, amplitudes e energias de vibração de máquinas.

Ao realizar uma análise detalhada das vibrações que incidem sobre um componente, percebe-se que cada falha modifica uma propriedade da estrutura como massa, rigidez ou razão de amortecimento e, conseqüentemente, modifica a assinatura espectral do sistema. (Laissaoui et al., 2018).

Diante do exposto, esse trabalho tem o objetivo de, através do processamento de sinais, analisar as vibrações de um motor de combustão interna e realizar uma correlação, a partir dos danos induzidos, um padrão das curvas em frequência para futuro monitoramento desses danos.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Analisar as vibrações do motor de combustão interna ciclo Otto de um Ford Fiesta 1.6 2003 através de um sistema de aquisição de dados e monitoramento desenvolvido pelo Laboratório de integridade e inspeção (Labii) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB).

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar as vibrações do motor em funcionamento normal e com indução de defeitos nas velas;
- Analisar as vibrações do motor em funcionamento normal e com indução de defeitos na correia do alternador;

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

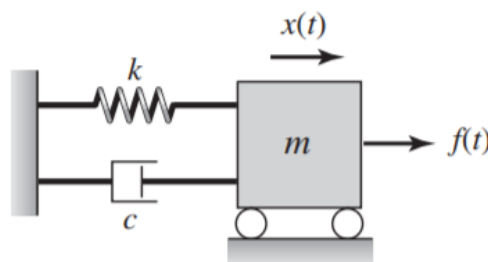
3.1 CONCEITOS BÁSICOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

De acordo com Inman (2008), vibrações é o estudo de movimentos oscilatórios dos corpos, e ocorre desde que esses tenham massa e rigidez. A ocorrência de vibrações é evidente em todos os corpos e afeta, de forma determinante, os projetos mecânicos.

O sistemas vibratórios incluem, em geral, um elemento rígido (energia potencial), uma massa (energia cinética) e um elemento amortecedor (perda de energia para o meio). Portanto, pode-se dizer que a análise do movimento vibratório consiste no estudo da transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e vice-versa. Se houver um amortecimento no sistema, uma certa quantidade de energia também é dissipada a cada ciclo do movimento (RAO, 2009).

Na maioria das vezes, os sistemas de engenharia são tão complexos que sua resposta a estímulos é difícil de prever. No entanto, algumas simplificações de modelos devem ser feitas para tornar possível o estudo do movimento oscilatório dos corpos rígidos. A figura 1 representa o caso mais simples de engenharia: um sistema massa, mola, amortecedor (Balachandran, 2009).

Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor



Fonte: Balachandran (2009)

O movimento do sistema mostrado na figura 1 é governado pela equação 1.

$$M\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1)$$

Onde, 'x' é o deslocamento da massa 'M', c é o coeficiente de amortecimento, K é rigidez da mola e $f(t)$ é a força excitadora.

Para o caso mais comum nas análises de vibrações, temos que a força excitadora é harmônica, logo, a equação 1 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$M\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + Kx(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (2)$$

Neste caso, F_0 é a amplitude da força excitadora e ω é a frequência excitadora.

Para este sistema, a sua solução permanente será determinada pela equação 3.

$$x = H \sin(\omega t + \theta) \quad (3)$$

Onde 'H' é a amplitude de oscilação e θ é a fase de deslocamento. A amplitude e a fase de deslocamento serão determinadas pelas equações 4 e 5, respectivamente.

$$H = \frac{F_0}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (4)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{K - M\omega^2} \right) \quad (5)$$

Para possibilitar uma apresentação gráfica concisa desses resultados, expressa-se as equações 4 e 5 na forma adimensional. Dividindo por K o numerador e denominador de ambas as equações, obtém-se:

$$H(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (6)$$

$$\theta(\Omega) = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\Omega}{1 - \Omega^2} \right) \quad (7)$$

Onde, Ω é a razão de frequência e ζ é o fator de amortecimento, tais parâmetros são demonstrados pelas equações 8 e 9, respectivamente:

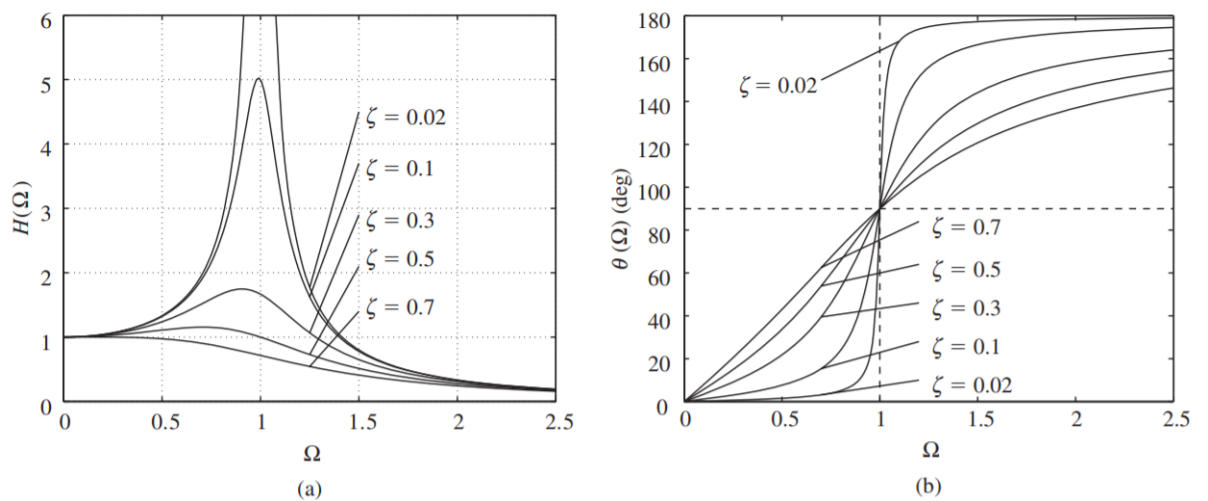
$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (8)$$

$$\zeta = \frac{c}{2M\omega_n} \quad (9)$$

Para as equações 8 e 9, ω_n é a frequência natural do sistema.

A partir das equações de $H(\Omega)$ e de $\theta(\Omega)$, obtém-se os gráficos representativos da amplitude adimensional e da fase em função da razão de frequência (Ω) e do fator de amortecimento (ζ). Os referidos gráficos estão representados na figura 2.

Figura 2 (a) Amplitude Adimensional em função de Ω (b) Fase em função de Ω



Fonte: Balachandran (2009)

Analisando os gráficos da figura 2, percebe-se que quando a razão de frequência (Ω) é aproximadamente 1, a amplitude sobe significativamente e o ângulo de fase é, aproximadamente, 90° . Quando ocorre esse fenômeno, dá-se o nome de ressonância. Para a preservação estrutural de um determinado sistema, recomenda-se que a razão de frequência (Ω) não seja próxima de 1.

Visto que a maioria dos sistemas mecânicos são muito mais complexos que um simples sistema massa-mola-amortecedor, sistemas de monitoramento adequados para identificar o comportamento dinâmico das estruturas vem tendo posição central nas pesquisas de engenharia. A análise de vibrações leva ao reconhecimento do estado de referência dos componentes de uma máquina, que é essencial para determinar o nível de integridade quando ocorrem eventos inesperados, como o desbalanceamento, folgas e mau funcionamento de certos componentes mecânicos (Tronci et al., 2017).

Neste trabalho, serão analisadas as vibrações geradas pelo motor do carro Ford Fiesta 1.6 e, a partir dessa análise, identificar os defeitos induzidos. Algumas possíveis falhas serão discutidas.

3.1.1 VIBRAÇÕES EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Supondo que a vibração do motor é inerente ao trabalho produzido por ele através do giro do eixo de manivelas, pode-se afirmar que, para o motor de 4 tempos, ocorre um ciclo (explosão de todos os cilindros) a cada duas voltas do eixo. Portanto, para obter-se a relação entre a frequência de vibração e a de rotação utiliza-se a equação 10.

$$f_{ex} = \frac{Rot}{2 \times 60} n \quad (10)$$

Onde, Rot é a rotação do virabrequim em rotações por minuto, n é o número de cilindros e f a frequência de vibração do motor em Hertz.

Outras frequências, além da frequência fundamental do motor (giro do virabrequim), podem ser detectadas devido ao desbalanceamento do conjunto das partes móveis (pistões, bielas, virabrequim, etc.) e pode haver frequências harmônicas dependendo da fixação do motor ao chassi do automóvel.

Monteiro (2013) afirma que o motor é a principal fonte de vibração do veículo. A partir do motor, as vibrações são transmitidas para o chassi e, conseqüentemente, sentidas pelos ocupantes do automóvel. As vibrações totais proveniente do motor podem ser divididas, basicamente, em vibração devido ao processo de combustão e vibração devido às forças mecânicas.

a) **Vibrações Devido ao Processo de Combustão:** Nesse caso, a vibração é gerada devido à reação de explosão da mistura ar combustível sob altas temperatura e pressão no interior da câmara de combustão. O tipo de combustível utilizado tem influência direta estabelecendo características particulares para esse tipo de vibração (Monteiro, 2013).

b) **Vibração Devido às Forças Mecânicas:** Essas vibrações são causadas, principalmente, pelo impacto dos pistões nas paredes dos cilindros e pelo contato metálico entre as válvulas e as áreas de vedação, no entanto, essas vibrações exercem uma menor influência sobre o sistema que as vibrações causadas pelo processo de combustão (Monteiro 2013).

O nível total de vibração da estrutura do motor é dado pela soma da vibração devido ao processo de combustão e da vibração devido às forças mecânicas.

A análise da vibração do motor pode ser medida pela expansão da série de Fourier, pois é uma função periódica no tempo. Se $x(t)$ é uma função periódica, sua representação por série de Fourier será dada pela Equação 11 (RAO, 2009).

$$X(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos(\omega t) + a_2 \cos(2t) + b_1 \sin(\omega t) + b_2 \sin(2\omega t) \quad (11)$$

$$+ \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t))$$

Onde, ω é a frequência fundamental, a_0 , a_1 , a_2 , a_n , b_1 , b_2 e b_n são coeficientes constantes de comprimento e são encontrados de acordo com as equações 12,13 e 14.

$$a_0 = \frac{2}{\tau} + \int_0^{\tau} x(t) dt \quad (12)$$

$$a_n = \frac{2}{\tau} + \int_0^{\tau} x(t) \cos(n\omega t) dt \quad (13)$$

$$b_n = \frac{2}{\tau} + \int_0^{\tau} x(t) \sin(n\omega t) dt \quad (14)$$

Onde τ é o período ao qual a excitação se repete.

A equação 11 determina a resposta harmônica no domínio do tempo, porém, para uma análise mais detalhada e ampla, é necessário obter a resposta do sistema no domínio da frequência.

Há diversas vantagens na realização de análises no domínio da frequência de um sinal, as que se destacam são a facilidade com que a resposta em frequência de um sistema pode ser obtida, a possibilidade de verificar a frequência natural do sistema e fazer o acompanhamento dos esforços ao qual a máquina está sendo submetida.

Ponci (2013) afirma que os sinais variáveis no tempo que excitam os sistemas, como uma perturbação em um sistema, podem ser considerados como um somatório de componentes de frequência. Cada componente de frequência é um sinal sinusoidal tendo uma certa amplitude e uma certa frequência. A Transformada Rápida de Fourier (FFT) pode ser usada para expressar esses componentes de frequência quantitativamente.

3.1.2 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)

Aletoriedade na análise de vibrações pode ser entendida como o resultado de uma série experimentos feitos sob condições idênticas onde cada um dos procedimentos gera uma resposta diferente. Apenas um registro de experimento não é suficiente para descrever tal vibração, uma vez que uma descrição estatística de todas as possíveis respostas é necessária. Neste caso, a resposta $X(t)$ não deve ser analisada como apenas um sinal, mas deve ser encarada como um conjunto de possíveis respostas no domínio do tempo sob as mesmas condições. Um único elemento de tal conjunto é chamado de amostra. (Inman, 2008).

Funções não-periódicas podem ser representadas pela transformada de Fourier que decompõe um sinal em suas componentes elementares seno e cosseno.

Segundo Inman(2008), a transformada rápida de Fourier (FFT) é uma consideração da série de Fourier de uma função não periódica. A FFT de uma função $X(t)$ é representada por $X(\omega)$ e é definida pela equação 15.

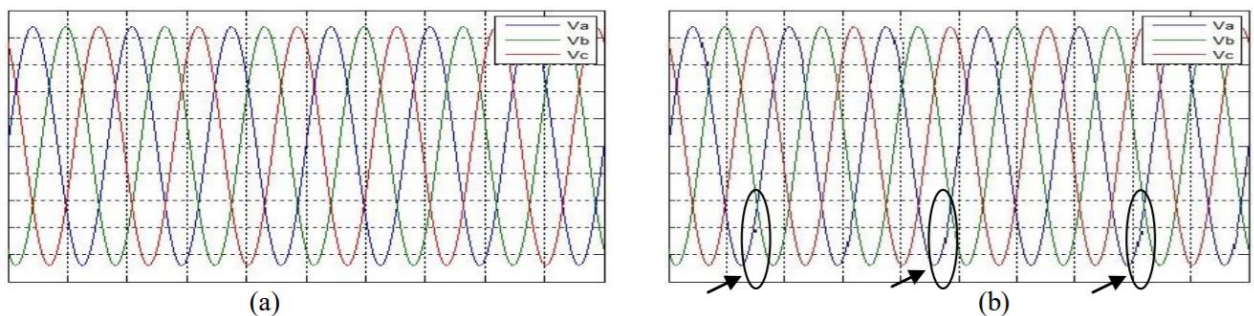
$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} X(t)e^{-j\omega t} dt \quad (15)$$

A equação 15 transforma a variável $X(t)$ de uma função temporal para uma função de frequência ω , onde $j = \sqrt{-1}$.

A transformada rápida de Fourier (FFT) é intensivamente utilizada no estudo de problemas que envolvem vibrações aleatórias e seus respectivos parâmetros (Inman, 2008).

Para facilitar o entendimento da análise de defeitos através da FFT, Bonaldi et al. (2014) mostram, experimentalmente, a inviabilidade da detecção de uma falha utilizando apenas um sinal no domínio do tempo. Inicialmente, a figura 3(a) apresenta o sinal no domínio do tempo, coletado de uma máquina sem defeitos. Já a figura 3(b), apresenta o sinal no domínio do tempo coletado através de uma máquina com defeito de curto-circuito nas espiras do estator do gerador, conforme marcado.

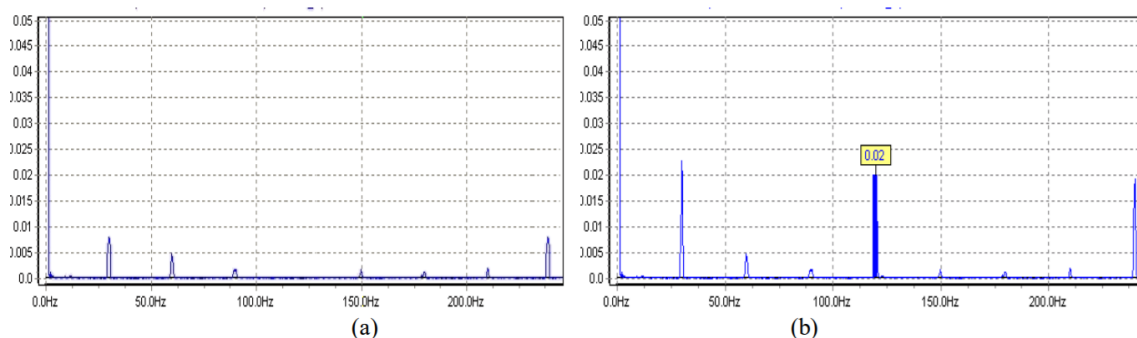
Figura 3 – Sinais De Tensão No Domínio Do Tempo: (a) Máquina “Saudável”; (b) Máquina Com Defeito.



Fonte: Bonaldi et al. (2014)

Observando que a percepção do defeito através do sinal no domínio do tempo pode ser bastante complicada, torna-se mais viável a análise deste mesmo sinal no domínio da frequência. Para tanto, realiza-se a Transformada Rápida de Fourier desse sinal. As figuras 4(a) e 4(b) representam as FFTs dos sinais das figuras 3(a) e 3(b), respectivamente (Bonaldi et al., 2014).

Figura 4 - Sinais De Tensão No Domínio Da Frequência: (a) Máquina “Saudável” E (b) Máquina Com Defeito.



Fonte: Bonaldi et al. (2014)

Dessa forma, percebe-se que é muito mais prático identificar defeitos utilizando a FFT. Nos casos apresentados pelas figuras 3 e 4, verifica-se que a energia de vibração aumentou consideravelmente com o surgimento do defeito em algumas faixas de frequências, assim como surgiu novos picos de vibrações em outras frequências.

3.2 TIPOS DE DEFEITOS DETECTADOS PELA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

3.2.1 DESBALANCEAMENTO

De acordo com Mühle (2000), um rotor perfeitamente balanceado é aquele cuja massa se distribui uniformemente em torno do seu eixo de rotação. Isto equivale a dizer que, se balanceado, existe a coincidência entre o eixo de rotação e o eixo principal de inércia do rotor.

Por outro lado, o desbalanceamento é definido por como uma massa deslocada (excentricidade) do eixo de rotação do rotor (RAO, 2009).

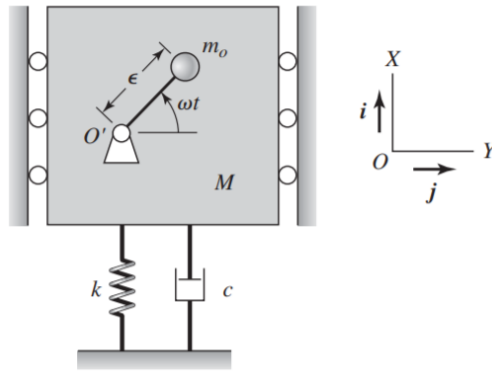
Há uma variedade muito grande de sistemas rotativos que não apresentam essa uniformidade na distribuição da massa e que estão sujeitos a excitações harmônicas. Para os sistemas com massas desbalanceadas, a equação 16 representa a sua equação do movimento (Balachandran, 2009).

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 x = \frac{m_o e \omega^2}{m} \sin(\omega t) \quad (16)$$

Onde, ' m_o ' é a massa desbalanceada e a excentricidade da massa ' m_o ' é representada por ' e '.

Um rotor desbalanceado gera uma carga excessiva sobre o sistema. Essa força é transmitida, através de molas e amortecedores, para a base da máquina, conforme pode ser observado na figura 5.

Figura 5 - Máquina Desbalanceada



Fonte: Balachandran (2009)

Reescrevendo a equação 16 em termos não dimensionais, obtém-se a equação 17.

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + 2\zeta \frac{dx}{d\tau} + x = M_e \Omega^2 \sin(\Omega\tau) \quad (17)$$

Onde, τ é o tempo não dimensional, dado pela equação 18.

$$\tau = \omega_n t \quad (18)$$

M_e é a relação entre desbalanceamento e a massa do total do sistema, demonstrada na equação 19.

$$M_e = \frac{m_o e}{m} \quad (19)$$

Dessa forma, a resposta permanente é, para uma máquina rotativa desbalanceada, determinada pela equação 20.

$$x(\tau) = M_e H_{ub}(\Omega) \text{sen}(\Omega t - \theta(\Omega)) \quad (20)$$

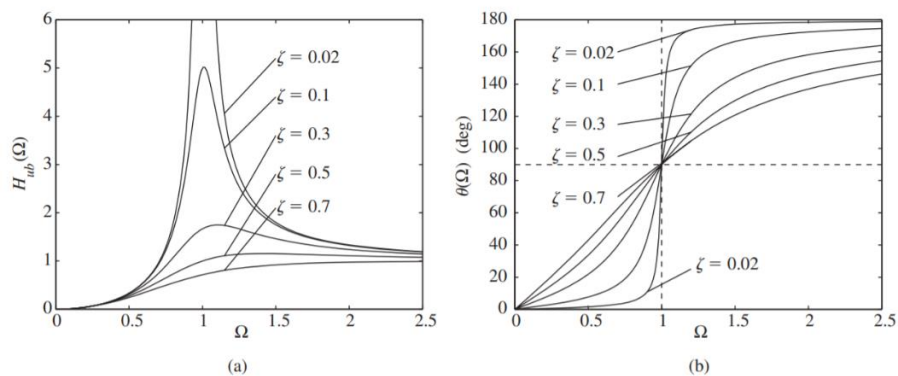
Onde a amplitude ($H_{ub}(\Omega)$) e a fase ($\theta(\Omega)$) da resposta são encontradas pelas equações 21 e 22, respectivamente.

$$H_{ub}(\Omega) = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (21)$$

$$\theta(\Omega) = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\Omega}{\Omega^2} \right) \quad (22)$$

Comparando com respostas da amplitude adimensional e da fase obtidas pelas equações 6 e 7 (sistema balanceado), vê-se que as respostas de fase são as mesmas, porém, as respostas de amplitude adimensional são diferentes. Essas semelhanças e diferenças podem ser vistas comparando os gráficos da resposta de amplitude e da resposta de fase do sistema desbalanceado, mostrado na figura 6, com suas respectivas respostas do sistema balanceado.

Figura 6 - Sistema Desbalanceado (a) Amplitude adimensional em função de Ω ; (b) Fase em função de Ω



Fonte: Balachandran (2009)

Portanto, como a fase ($\theta(\Omega)$) não muda em relação ao sistema rotativo balanceado, espera-se que o desbalanceamento seja perceptível com a mudança

apenas na amplitude de vibração na frequência de excitação, porém não se espera que uma defasagem da assinatura espectral do sistema. Logo, a tabela 1 pode ser montada para representar as características do desbalanceamento.

Tabela 1 - Representação do Desbalanceamento

Parâmetro	Comportamento
Frequência	Não há defasagem (1 x a frequência de excitação)
Amplitude	Varia de acordo com a razão de frequência

Fonte: O autor (2018)

3.2.2 DEFEITO EM ROLAMENTOS

A maior ênfase de acompanhamento de vibrações está concentrada nos equipamentos rotativos, os rolamentos são componentes importantes em processos industriais, falhas nesses componentes além perdas econômicas podem comprometer a segurança dos usuários e riscos ao meio ambiente. Bastos e Junior (2010).

Ainda de acordo com Bastos e Junior (2010), as frequências de falha de rolamentos são assíncronas à frequência de rotação, isto é, não são múltiplas inteiras da velocidade de rotação do eixo, uma característica importante a ser considerada durante análise. Dessa forma, é importante conhecer as quatro frequências básicas geradas por defeitos em rolamentos:

- a) **Defeito BPFI (Ball Pass Frequency Inner Race)** - Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista.
- b) **Defeito BPFO (Ball Pass Frequency Outer Race)** - Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista externa.
- c) **Defeito BSF (Ball Spin Frequency)** - Frequência de giro dos elementos associada a defeitos nos elementos rolantes (rolos ou esferas).
- d) **Defeito FFT (Fundamental Train Frequency)** - Frequência de giro da gaiola ou do conjunto de elementos rolantes

Para cada frequência de falha, há uma equação diferente que a represente. As EQUAÇÕES de 23 a 26 apresentam as frequências de cada falha.

$$BPFO = S \left(\frac{N_b}{2} \right) \left(1 - \frac{B_d \cos(\Phi)}{P_d} \right) \quad (23)$$

$$BPFI = S \left(\frac{N_b}{2} \right) \left(1 + \frac{B_d \cos(\Phi)}{P_d} \right) \quad (24)$$

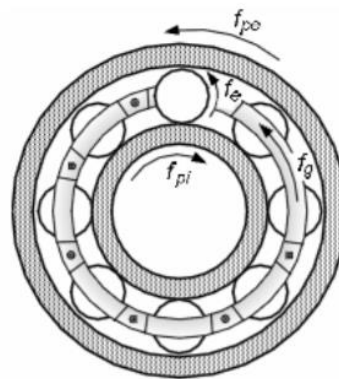
$$BSF = S \left(\frac{P_d}{2B_d} \right) \left(1 - \frac{B_d^2 \cos^2(\Phi)}{P_d} \right) \quad (25)$$

$$FTF = S \left(\frac{1}{2} \right) \left(1 + \frac{B_d \cos(\Phi)}{P_d} \right) \quad (26)$$

Onde S é a frequência de rotação (Hz); B_d é o diâmetro da esfera ou do rolo (mm); P_d é o diâmetro primitivo do rolamento (mm); N_b é o número de esferas ou rolos e Φ é o ângulo de contato do rolamento.

A figura 7 representa um rolamento de esferas e suas respectivas pistas interna e externa.

Figura 7 – Representação De Um Rolamento De Esferas



Fonte: Bastos e Junior (2010)

3.2.2 INSTABILIDADE

Os problemas devido à instabilidade pertencem ao chamado grupo das vibrações subsíncronas, ou seja, aquelas cujas frequências estão abaixo da rotação da máquina, são consideradas auto-excitadas e caracterizam-se pela incapacidade dos mancais manterem o rotor numa posição estável (Carneiro, 2014).

Segundo Carneiro (2014), a transferência de energia é o que define o caráter autoinduzido da vibração, ou seja, não existe nenhuma força excitadora externa presente; o próprio sistema alimenta a vibração.

Dentre os efeitos na região de instabilidade, as vibrações destrutivas mais comuns em mancais hidrodinâmicos estão as conhecidas como "Oil Whirl" (giro do óleo), "Oil Whip" (chicoteio do óleo) e o "Dry-Whirl" (giro seco) (Medeiros, 2017).

A tabela 2 representa as fontes de vibrações e suas respectivas frequências características.

Tabela 2 – Defeitos Geradores De Instabilidade E Suas Frequências Características

Fonte de Vibração	Frequência Característica
Oil Whirl	0,46 a 0,48 x Freq. Excitação
Oil Whip	0,38 a 0,48 x Freq. Excitação
Dry Whirl	Não tem relação com a Freq. Excitação (muito alta)

FONTE: Medeiros (2017) – Modificado

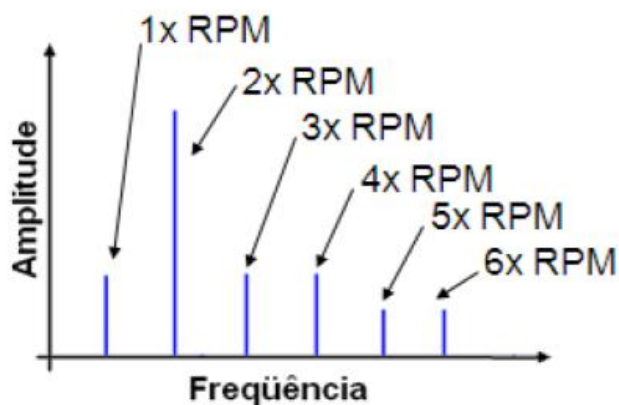
3.2.5 ANÁLISE DE FOLGAS

Segundo Arco-Verde (2008), há basicamente dois tipos de folgas: rotacional e estrutural. A folga rotacional é provocada por excesso de espaço livre entre elementos rotacionais e estruturais da máquina. Já a folga estrutural é provocada por um afrouxamento entre duas partes estacionárias tais como um parafuso e uma base, ou entre um mancal e sua base.

A folga rotacional tende a gerar vibrações nas frequências de 1 até 10x a rotação do eixo. Em folgas excessivas, amplitudes nas frequências de 0,5x a rotação

do eixo também pode aparecer no espectro de frequência (Arco-Verde, 2008). A figura 8 representa as frequências que uma folga rotacional pode apresentar

Figura 8 – Espectro Típico De Máquinas Com Folgas



Fonte: Rocha (2014)

A presença da folga mecânica pode ser representada, de forma mais concisa, pela tabela 3.

Tabela 3 - Características das Frequências Associadas à Folga Mecânica

Estado da Folga	Frequência Característica
Ponderada	1 a 10 x Freq. Excitação
Excessiva	0,5 x Freq. Excitação

Fonte: O autor (2018)

3.2.5 FALHA NA VELA DO CILINDRO

A não combustão cria um padrão de vibração exclusivo atribuído a um cilindro particular. Recursos úteis podem ser extraídos desses padrões e podem ser analisados para detectar falha de ignição. (Sharma et al., 2014).

Falha de ignição é um defeito de mecanismo comum que ocorre em um motor de combustão interna. Este problema surge em um cilindro de um motor de ignição por centelha devido a vela defeituosa, tampa do distribuidor rachado, temperatura

muito alta, mistura pobre, falta de compressão, etc. Este defeito pode reduzir em 25% a eficiência do motor (Sharma et al., 2014).

Como as excitações de impacto, presentes nas vibrações de um motor alternativo, apresentam propriedades de transferência variáveis no tempo e resposta aleatória não estacionária, é de fácil entendimento que sua análise dinâmica e extração de assinatura espectral é muito mais difícil do que a do maquinário rotacional. As vibrações mecânicas induzidas dos motores podem interferir no processo de detecção de detonação. Por exemplo, o impacto do fechamento das válvulas geralmente produz vibrações de alta frequência que caem dentro da janela de detecção da explosão no processamento do sinal (Alisaraei e Mahdavian, 2018).

Um monitoramento e controle automáticos de motores, sem dúvida, criarão oportunidades para melhorar a confiabilidade dos motores. Uma detecção inteligente e classificação de várias falhas é um passo importante em direção a um sistema de monitoramento e controle online e eficiente (Jafarian et al., 2018).

3.4 UTILIZAÇÃO DA FFT NA MANUTENÇÃO INDUSTRIAL

De acordo com a norma NBR 5462/1994 da ABNT cujo título é “Confiabilidade e manutenibilidade”, manutenção é a “combinação de todas as ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida”.

Cada problema mecânico (desalinhamento ou desbalanceamento, por exemplo) tem uma assinatura espectral de frequência, sendo assim possível analisar a vibração do equipamento e identificar qual o defeito atuante sobre o sistema, desenvolvendo apropriados passos de reparação. A manutenção que avalia o estado operacional e mecânico dos equipamentos e tem a capacidade de detectar problemas muito antes destes se tornarem sérios, é chamada de manutenção preditiva (Campos, 2011).

A utilização da Transformada Rápida de Fourier na detecção e progressão de defeitos vem sendo amplamente estudada em pesquisas de engenharia. Isso se deve ao fato de sua facilidade de obtenção, confiabilidade dos resultados obtidos e praticidade na sua análise. Dessa forma, a análise espectral da FFT se mostra uma ferramenta poderosa para a detecção de falhas em diferentes tipos de estruturas, desde pontes e edifícios até componentes mecânicos de um maquinário.

Com o intuito de realizar o monitoramento (manutenção preditiva) das vibrações sobre componentes mecânicos, o laboratório de inspeção e integridade (Labii) da Universidade Federal da Paraíba desenvolveu um sistema capaz de fazer a aquisição de sinal do deslocamento de uma máquina em função do tempo e realizar a FFT desse sinal, de modo a possibilitar uma análise de vibrações do sistema.

3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO

A utilização do sistema, desenvolvido pelo Labii – UFPB, proporciona a segurança dos operários e do meio ambiente ao prevenir eventuais acidentes, utilizando os procedimentos da manutenção preditiva. O sistema baseia-se no monitoramento espectral do componente, de forma que viabilize o acompanhamento dos defeitos que possam ocorrer.

O sistema de aquisição e monitoramento funciona da seguinte forma: O módulo sensor MPU6050 é posicionado sobre o componente o qual se pretende obter os níveis de vibrações. Este sensor envia informações de deslocamento da estrutura para o Arduino. O microcontrolador é responsável pela conversão analógico/digital e pela comunicação entre o sensor e o computador. Após receber os dados do Arduino, uma interface gráfica realiza a aquisição do sinal no domínio do tempo e o salva em um arquivo .txt. Após isso, o Matlab utiliza esse arquivo para gerar a FFT do sinal e facilitar a análise da estrutura que está sendo monitorada.

3.5.1 ARDUINO

O Arduino é uma plataforma de hardware open source, projetada sobre o microcontrolador Atmel AVR, que pode ser programado através de uma linguagem de programação similar a C/C++. O Arduino foi criado com o objetivo de fornecer uma plataforma de fácil prototipação de projetos interativos, unindo software e hardware. Esta placa é muito similar à de um computador de pequeno porte, sendo composta por um microcontrolador, memória RAM, armazenamento secundário (memória flash) e clock, entre outras funcionalidades. (Oliveira e Zanetti, 2015).

Atualmente, há diversas versões da plataforma Arduino, dentre elas, as principais são: Uno, Mega 2560, Leonardo, Micro, Duemilanove, Nano, Ethernet, Zero, Due, ADK, YUN, Shields, etc.

O Arduino UNO é a versão mais utilizada atualmente por fornecer bons recursos e um número de interfaces suficientes para muitos projetos. O Arduino UNO é uma placa baseada no microcontrolador ATMEGA 328, a qual possui 14 pinos de entrada/saída digital, 6 entradas analógicas, um cristal oscilador (clock) de 16 MHz.

Possui uma conexão USB, a qual é utilizada como porta serial. O ATMEGA opera a 5 V, obtida por um regulador de tensão. Outra tensão disponível é 3,3 V, obtida por outro regulador e, nesse caso, limitado a uma corrente máxima de 50 mA. A figura 9 mostra o Arduino Uno com todos os seus componentes.

Figura 9 - Arduino UNO



Fonte: Página Web do Arduino ¹

3.5.2 MÓDULO SENSOR MPU 6050

O sensor MPU-6050 contém um acelerômetro e um giroscópio em um único módulo. É muito preciso, pois contém hardware de conversão de analógico para digital de 16 bits para cada canal. Por isso, o módulo sensor MPU6050 tem a capacidade de realizar a aquisição de dados em 6 graus de liberdade, sendo 3 para

¹ Disponível em: < <https://store.arduino.cc/usa/arduino-uno-rev3> > Acessado em Outubro, 2018.

o acelerômetro e 3 (x, y e z) para o giroscópio (giro em torno dos eixos x, y e z). A figura 10 mostra uma imagem representativa do módulo sensor MPU6050.

Figura 10 - Módulo Sensor MPU6050



Fonte: Página Web do Arduino²

Além dos seis graus de liberdade, o MPU6050 também possibilita o acompanhamento da temperatura ambiente, desde que esta seja maior que -40°C e menor que 85°C .

Por suas características de precisão e funcionalidades, o módulo sensor MPU6050 atende bem a finalidade de monitoramento de vibrações de um componente mecânico.

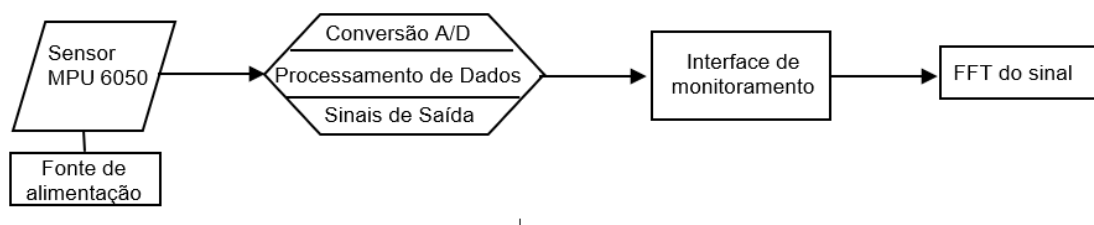
3.5.3 DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO

No desenvolvimento do sistema de monitoramento das amplitudes de vibrações, os dados de entrada foram obtidos pelo módulo sensor MPU6050. O Arduino UNO foi o microcontrolador utilizado para realizar a comunicação sensor/computador. A comunicação entre o Arduino UNO e o computador se deu pela IDE do Arduino. Neste ambiente, todos os pontos foram coletados e salvos como um arquivo txt. Posteriormente, os dados coletados foram tratados e utilizados por um programa computacional no Matlab[®] para gerar a FFT do sistema. A figura

² Disponível em: < <https://playground.arduino.cc/Main/MPU-6050#intro> > Acessado em Novembro, 2018.

11 apresenta o diagrama de blocos que caracteriza o funcionamento do sistema de aquisição de dados e monitoramento.

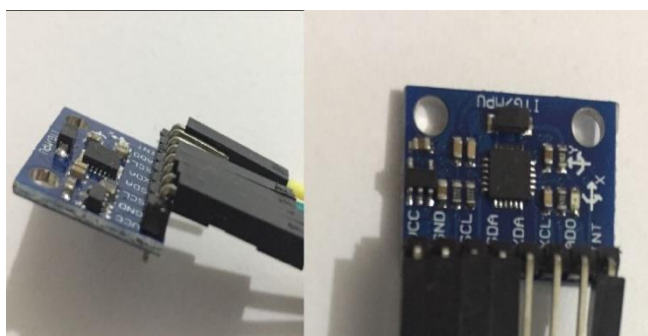
Figura 11 - Diagrama de Blocos do Sistema de Aquisição de Dados e Monitoramento



Fonte: O autor (2018)

Para os dados de entrada, o módulo sensor MPU6050 utilizado para a criação do sistema de aquisição de dados e monitoramento é mostrado na figura 12.

Figura 12 - Módulo Sensor MPU6050



Fonte: O autor (2018)

Para a conversão analógico/digital, o Arduino UNO utilizado pelo sistema de aquisição de dados e monitoramento é mostrado na figura 13.

Figura 13 - Arduino UNO



Fonte: O autor (2018)

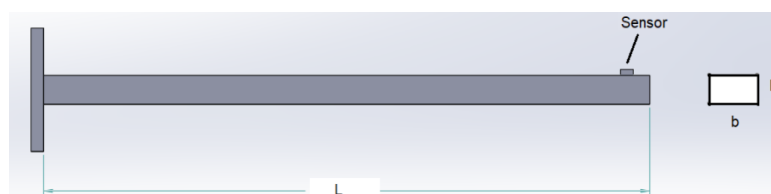
Após realizar a comunicação entre o módulo sensor MPU6050 e o Arduino UNO, seguindo o protocolo de comunicação 12C, conecta-se o Arduino ao computador por conexão USB. Concluída essas etapas de comunicação entre os componentes, a aquisição dos dados é feita via IDE do arduino, onde a linguagem de programação é a C/C++. Os dados aferidos pelo sensor são salvos em um arquivo de texto que, posteriormente, são utilizados pelo Matlab[®] para gerar a Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Os dados foram coletados a uma taxa de amostragem de 351 Hz, por um tempo de 30 segundos. Neste intervalo, foi possível coletar um total de 10530 pontos.

3.5.3 VALIDAÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MONITORAMENTO

Para a validação do sistema de aquisição de dados e monitoramento, realizou-se o cálculo analítico da frequência natural de uma viga em balanço e, logo após, comparou-se com o valor da frequência natural obtida pelo sistema desenvolvido. A viga em balanço estudada está representada pela figura 14.

Figura 14 - Viga Em Balanço.



Fonte: O autor (2018)

Onde L é o comprimento da viga em metro, b é a largura do perfil da viga em metro e h é a altura o perfil da viga também em metro.

Para o sistema proposto, a viga tem um comprimento L de 0,31 m, uma largura b de 0,019 m e uma altura h de 0,0032 m.

De acordo com a teoria da mecânica dos sólidos, uma viga em balanço, com uma determinada carga distribuída sobre ela, apresenta o momento fletor representado pela equação 27.

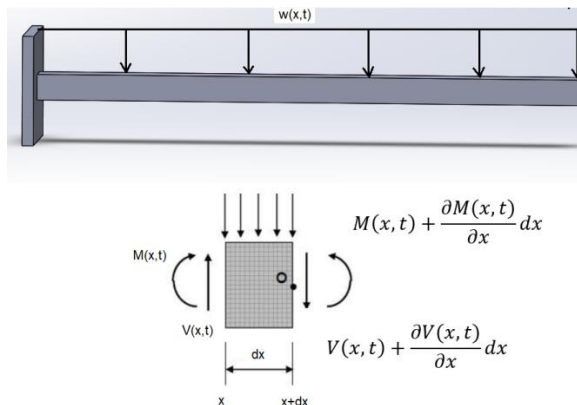
$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \quad (27)$$

Nesta equação, E é o módulo de elasticidade, $I(x)$ é o momento de inercia seccional da viga e $w(x,t)$ é a deflexão da viga.

Um modelo de vibração pode ser derivada através de uma análise do diagrama de forças de um elemento infinitesimal da viga, indicado na figura 15.

$$V(x, t) + \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} dx$$

Figura 15 - Diagrama de Corpo Livre do elemento de viga



Fonte: O autor (2018)

Assumindo uma deformação pequena de modo que a deformação cisalhante seja muito menor que $w(x,t)$, ou seja, os lados do elemento dx não fletem. O somatório de forças fornece a equação 28.

$$\left(V(x,t) + \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} dx \right) - V(x,t) + f(x,t)dx = \rho A(x)dx \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} \quad (28)$$

Nesta equação 28, $V(x,t)$ é o esforço cortante à esquerda do elemento de viga dx , $V(x,t)+V(x,t)dx$ é o esforço cortante do lado direito do elemento de viga dx . $f(x)$ é a força total aplicada sobre o elemento por unidade de comprimento e o lado direito da equação é a força inercia do elemento.

Ainda utilizando a figura 16, vê-se que o somatório dos momentos que agem sobre o elemento dx através do ponto Q é dado pela equação 29.

$$\left[M(x,t) + \frac{\partial M(x,t)}{\partial x} dx \right] - M(x,t) + \left[V(x,t) + \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} dx \right] dx + [f(x,t)dx] \frac{dx}{2} = 0 \quad (29)$$

Como a inercia rotacional do elemento dx é desprezível, a equação 29 pode ser simplificada, de modo a obter a equação 30.

$$\left[V(x,t) + \frac{\partial M(x,t)}{\partial x} \right] dx + \left[\frac{\partial V(x,t)}{\partial x} + \frac{f(x,t)}{2} \right] (dx)^2 = 0 \quad (30)$$

Levando em conta que dx é tem um valor muito pequeno, pode-se assumir que $(dx)^2$ é zero. Portanto, as equação 30 assume a forma da equação 31.

$$V(x,t) = - \frac{\partial M(x,t)}{\partial x} \quad (31)$$

A equação 31 mostra que o esforço cortante é proporcional à mudança do momento fletor na viga. Substituindo as equações 27 e 31 na equação 28, obtemos a equação 32.

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right] = f(x, t) \quad (32)$$

Se nenhuma força externa for aplicada sobre a viga, $f(x, t) = 0$, $EI(x)$ e $A(x)$ forem constantes, a vibração livre de uma viga em balanço vai ser governada pela equação 33.

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} + c^2 \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = 0 \quad (33)$$

Onde, $c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$.

A equação 33, que rege a vibração livre para uma viga em balanço, apresenta 4 derivadas espaciais e, portanto, requer quatro condições de contorno para o cálculo de sua solução. A presença de duas derivadas do tempo requer duas condições iniciais, uma para o deslocamento e outra para a velocidade.

Para uma viga em balanço temos as seguintes condições de contorno:

$$\text{Para } x = L: \text{Momento Fletor} = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$$

$$\text{Para } x = L: \text{Esforço cortante} = \frac{\partial}{\partial x} \left[EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] = 0$$

$$\text{Para } x = 0: \text{Deflexão} = w = 0$$

$$\text{Para } x = 0: \text{Inclinação} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$$

Para satisfazer as condições de contorno em relação ao tempo, temos que ter duas condições iniciais:

$$w(x, 0) = w_0(x)$$

$$\dot{w}(x, 0) = \dot{w}_0(x)$$

A solução da equação 33 é dada através de uma separação de variáveis, onde $w(x, t) = X(x)T(t)$. Dessa forma, encontra-se a equação 34.

$$c^2 \frac{X''''(x)}{X(x)} = -\frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = \omega^2 \quad (34)$$

Neste caso, ω é uma constante de separação. Rearranjando a equação 34, chega-se à equação 35.

$$X''''(x) - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 X(x) = 0 \quad (35)$$

Para o cálculo da frequência natural do sistema, utiliza-se uma constante de modo de vibração β , expressa pela equação 36.

$$\beta_n^4 = \frac{\omega_n^2}{c^2} \quad (36)$$

Como $c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$, é possível encontrar a equação da frequência natural apenas rearranjando a equação 36. Neste caso, a equação 37 representa a frequência natural de uma viga em balanço.

$$\omega_n = \beta_n^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (37)$$

Os valores de β_n são tabelados e, de acordo com Inman (2008), esta constante assume um valor de $1,87510407 \text{ m}^{-1}$, para a primeira frequência natural da viga em balanço.

Segundo Budynas e Nisbett (2016), o módulo de elasticidade, E , para o material (alumínio) da viga é dado por 71,7 GPa. O momento de inércia da viga, I , calculado através da equação 38, é de $5,1883 \times 10^{-11} \text{ m}^4$. A densidade da viga de alumínio, ρ , é de 2770 Kg/m^3 . E, por último, a área da seção transversal da viga, A , é calculada pela equação 39 e encontra-se um valor de $6,08 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (38)$$

$$A = bh \quad (39)$$

Substituindo os valores encontrados na equação 37, acha-se um valor para a primeira frequência natural, para a viga em questão, de 171,952 rad/s. A equação 40 possibilita a conversão de unidades da frequência natural saindo de rad/s para Hertz (Hz).

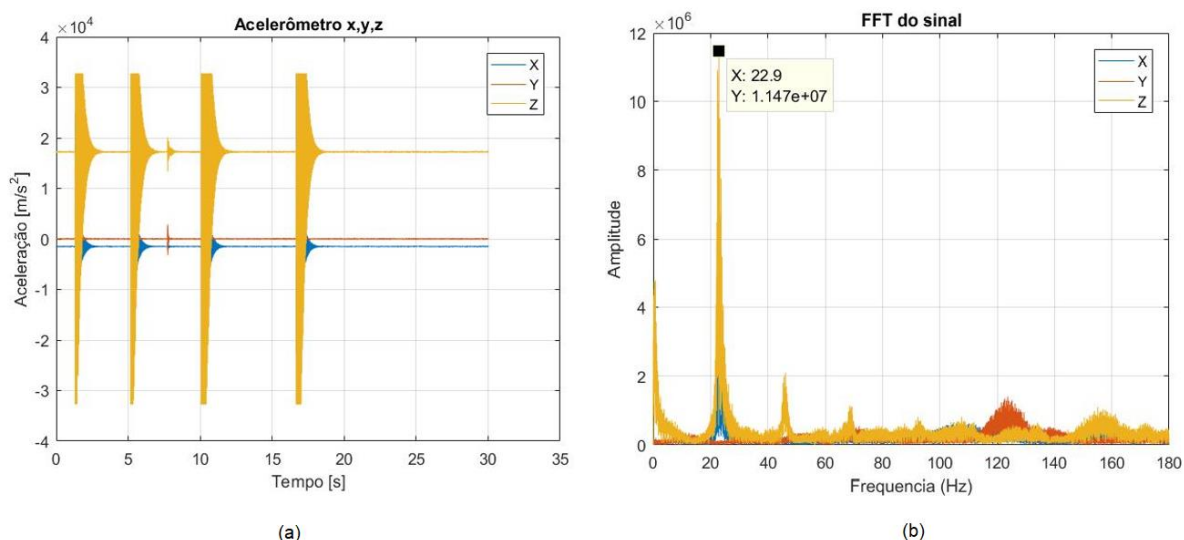
$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (40)$$

Após a substituição dos dados encontrados na equação 40, encontra-se que a frequência natural da viga analisada é de 27,367 Hz. Portanto, o sistema de aquisição e monitoramento deve obter um valor próximo ao encontrado analiticamente para que prove sua eficácia.

Após o cálculo analítico da frequência natural de uma viga em balanço, realizou-se testes no sistema a fim de comprovar a sua eficácia. Foram realizados 3 testes, onde a viga em balanço sofreu impactos ao longo de 30 segundos. A fim de comprovar a efetividade do sistema, os testes deve obter um valor de frequência natural aproximado ao que foi calculado de forma analítica.

No primeiro teste (teste 1), a viga foi excitada através de quatro impactos. A Figura 16 (a) representa o sinal de vibração no domínio do tempo da viga de alumínio em balanço. A figura 16 (b) representa a respectiva transformada rápida de Fourier (FFT) do sinal mostrado na figura 16 (a). A partir da FFT, neste caso, é possível afirmar que a primeira frequência natural do sistema, mostrada no eixo X, tem um valor de 22,9 Hz.

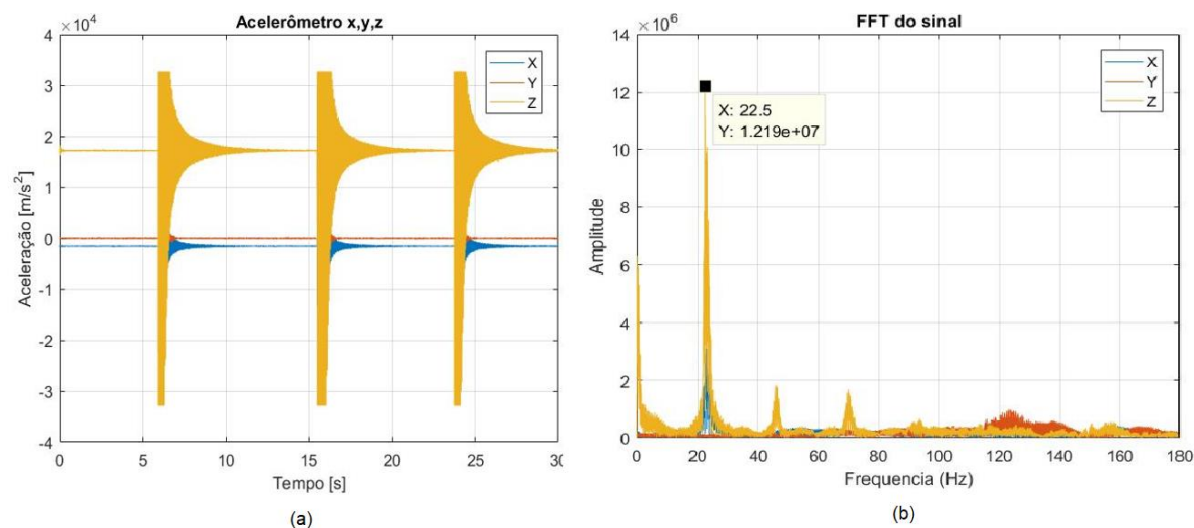
Figura 16 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 1; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 1



Fonte: O autor (2018)

No segundo teste (teste 2), a viga foi excitada através de três impactos. A figura 17 (a) representa o sinal de vibração no domínio do tempo da viga de alumínio em balanço. A figura 17 (b) representa a respectiva transformada rápida de Fourier (FFT) do sinal mostrado na Fig. 17(a). A partir da FFT, no teste 2, é possível afirmar que a primeira frequência natural do sistema, mostrada no eixo X, tem um valor de 22,5 Hz.

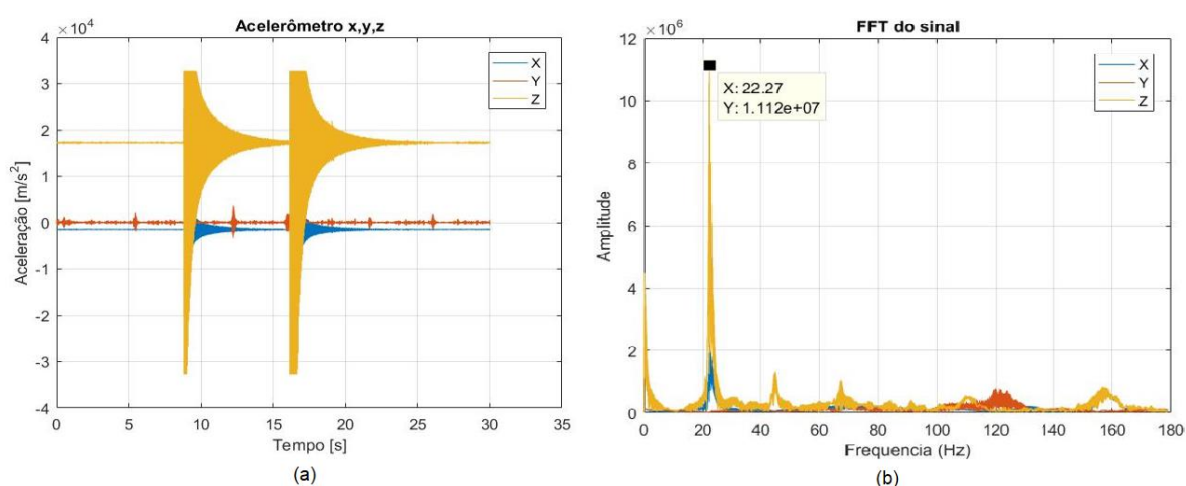
Figura 17 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 2; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 2



Fonte: O autor (2018)

No último teste (teste 3), a viga foi excitada através de dois impactos. A Figura 18 (a) representa o sinal de vibração no domínio do tempo da viga de alumínio em balanço. A Figura 18 (b) representa a respectiva transformada rápida de Fourier (FFT) do sinal mostrado na Fig. 18 (a). Logo, é possível afirmar que a primeira frequência natural do sistema, mostrada no eixo X, tem um valor de 22,27 Hz.

Figura 18 – (a) Sinal No Domínio Do Tempo Do Teste 3; (b) Transformada Rápida De Fourier Do Teste 3



Fonte: O autor (2018)

Levando em consideração os três testes, a média aritmética das frequências naturais obtidas nos testes 1,2 e 3, é de 22,56 Hz.

Comparando com o valor analítico obtido, 27,36 Hz, pode-se dizer que o erro obtido pelo sistema foi ocasionado pela rusticidade da bancada onde os testes foram realizados. A tabela 4 representa uma forma mais objetiva de mostrar os valores encontrados da frequência natural da viga em balanço em questão.

Tabela 4 - Frequências da Viga em Balanço analisada

Análise	Frequência
Analítica	27,36 Hz
Sistema de aquisição e monitoramento	22,56 Hz

Fonte: O autor (2018)

A partir da validação do sistema desenvolvido no Labii, dá-se início ao estudo prático a que se propões este trabalho.

4 METODOLOGIA

4.1 CARACTERIZAÇÃO DO ESTUDO

O trabalho foi realizado em outubro de 2018 e teve como objeto de estudo um Ford Fiesta 2003 1.6, que se encontra na garagem da Uinversidade Federal da Paraíba (UFPB) e teve como objetivo identificar falhas em um motor de combustão interna através das vibrações geradas pelo sistema. Para a análise de vibrações do motor de combustão interna, utilizou-se o sistema de aquisição de dados e monitoramento desenvolvido pelo Laboratório de inspeção e integridade (Labii) da UFPB. O sistema funcionou da seguinte forma: O módulo sensor MPU6050 foi posicionado sobre o bloco do motor do Ford Fiesta, conforme mostrado na figura 19. Em seguida, sensor foi conectado à placa Arduino Uno, esta realizou a comunicação com o computador via cabo USB. Após a comunicação, a IDE do Arduino realizou a aquisição de dados e os salvou em um arquivo .txt e este foi utilizado pelo Matlaba para gerar a FFT do sinal.

Figura 19 – Posicionamento do acelerômetro MPU 6050.



Fonte: O autor (2018)

Na primeira aquisição de dados, foram coletadas informações do motor em regime de marcha lenta a 900 rpm, sem defeito induzido.

Em seguida foram realizados os seguintes testes com os defeitos induzidos mostrados na tabela 5:

Tabela 5 - Defeitos Induzidos para Análise

Componente	Defeito Induzido
Correia do Alternador	Folga
Correia do Alternador	Desgaste de Material em um Ponto Específico
Correia do Alternador	Desgaste de Material em Vários Pontos
Vela do Cilindro 1	Desligada
Vela do Cilindro 2	Desligada
Vela do Cilindro 3	Desligada
Vela do Cilindro 4	Desligada
Velas dos Cilindros 1 e 4	Desligada

Fonte: O autor (2018)

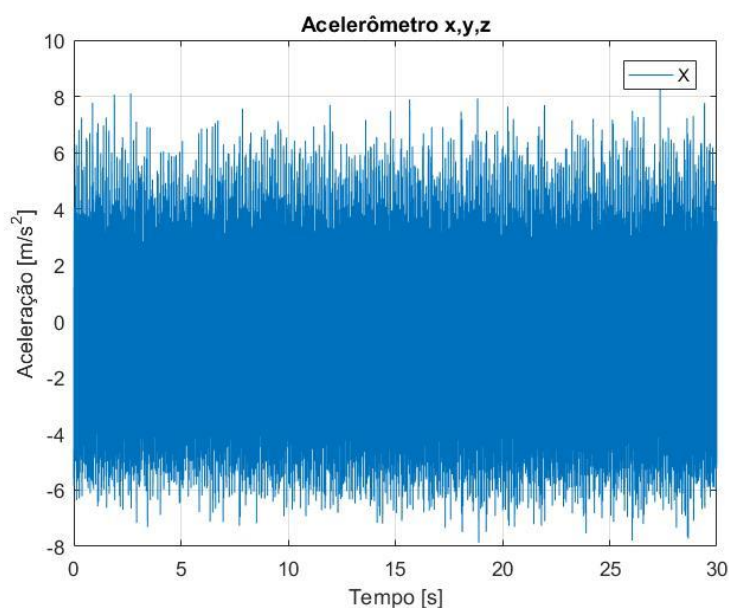
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DO FORD FIESTA 2003 SEM INDUÇÃO DE DEFEITOS

A primeira aquisição de dados ocorreu sobre o motor de um Ford Fiesta 2003 1.6, sem nenhum defeito induzido. Este experimento teve como objetivo obter a assinatura espectral do motor, para utilizar como comparativo com as vibrações inerentes aos defeitos induzidos.

A taxa de aquisição do sistema de monitoramento foi de 351 Hz e foram obtidos 10530 pontos em um período de 30 segundos. A figura 20 representa o sinal obtido da aceleração do eixo X no primeiro teste em função do tempo.

Figura 20 – Sinal Em Função Do Tempo Da Primeira Aquisição De Dados

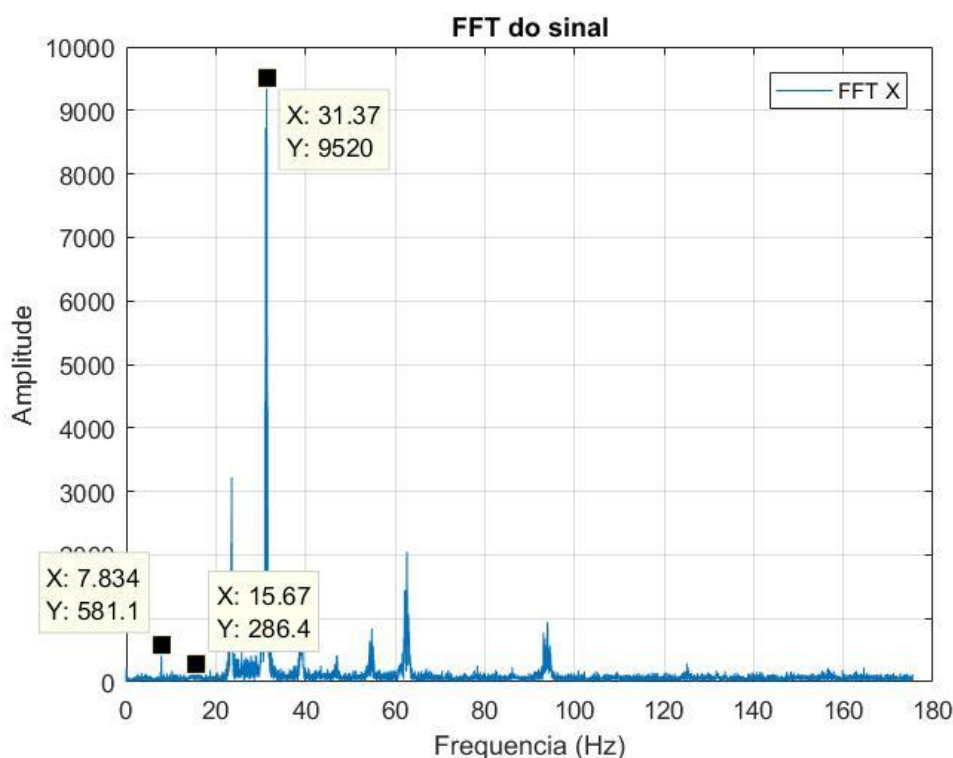


Fonte: O autor (2018)

A escolha do eixo X para a análise da assinatura espectral do motor se deu pelo fato da variação da aceleração ser maior nesse eixo e, conseqüentemente, obter uma maior energia de vibração.

Para a análise do motor e de eventuais defeitos já existentes, é mais conveniente analisar o sinal em função da frequência. A figura 21 mostra a Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal mostrado na figura 20.

Figura 21 – FFT para o Motor sem Indução de Defeitos



Fonte: O autor (2018)

Como a cambota do motor tem uma rotação de 900 rpm, a frequência de explosão do motor é, de acordo com a equação 1, o dobro da frequência de rotação da cambota, ou seja, 30 Hz. Portanto, o sistema deve detectar uma frequência de aproximadamente 30 Hz para a frequência de explosão do motor. Por outro lado, como a combustão em cada cilindro do motor acontece a cada duas voltas do eixo virabrequim, a frequência de explosão nos cilindros é a metade da frequência de rotação desse eixo, ou seja, 7,5Hz.

Conforme analisado, percebe-se que todas as outras frequências são múltiplas de, aproximadamente, 7,5Hz. A presença de defeitos pré-existent podem explicar a aparição dos múltiplos da frequência de explosão dos cilindros. A literatura aponta alguns possíveis defeitos que podem causar isso, desde a presença do

desbalanceamento (1x a rotação do eixo), passando por desalinhamento (1 e 2x a rotação do eixo) até a ocorrência de folgas mecânicas (1 a 10x a rotação do eixo).

A partir do teste realizado sobre o motor sem defeitos induzidos, é possível obter os seguintes valores de frequência, conforme mostrado na tabela 6.

Tabela 6 - Frequências Fundamentais do Motor

Causa	Frequência Característica (Hz)	Amplitude Característica
Explosão em cada Cilindro	7,834	581,1
Giro do eixo Virabrequim	15,4	244,7
Frequência de Explosão Motor	31,37	9520
Defeitos Pré-existent	Múltiplos de 7,834	Variada

Fonte: O autor (2018)

5.2 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DO FORD FIESTA 2003 COM INDUÇÃO DE DEFEITOS

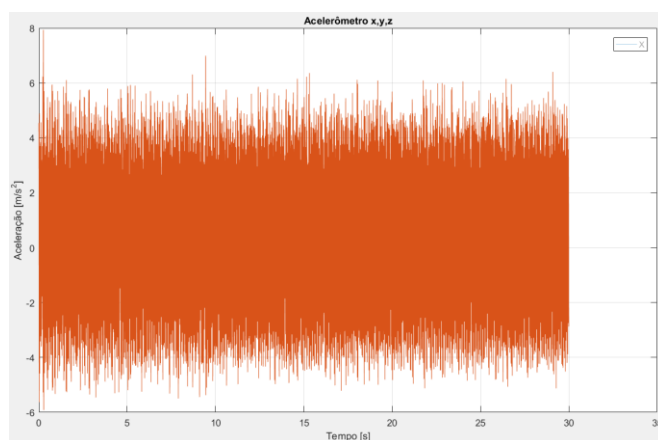
5.2.1 FALHAS NA CORREIA

Os primeiros defeitos analisados nesse trabalho foram os relativos a correia. Primeiramente, foi induzido o defeito de folga na correia. Após a indução de folga, optou-se por induzir o defeito de desgaste através da remoção de material de um ponto específico do lado interno da correia. Por último, retirou-se material em diversos pontos da correia.

5.2.1.1 FOLGA NA CORREIA

A segunda aquisição foi realizada com a indução do defeito de folga na correia, por um tempo de 30 segundos. A intenção dessa aquisição foi de analisar as energias de vibrações provocadas por esta falha através da comparação com a assinatura espectral do motor obtida no item anterior. A figura 22 representa o sinal no domínio do tempo do motor em funcionamento com o defeito induzido.

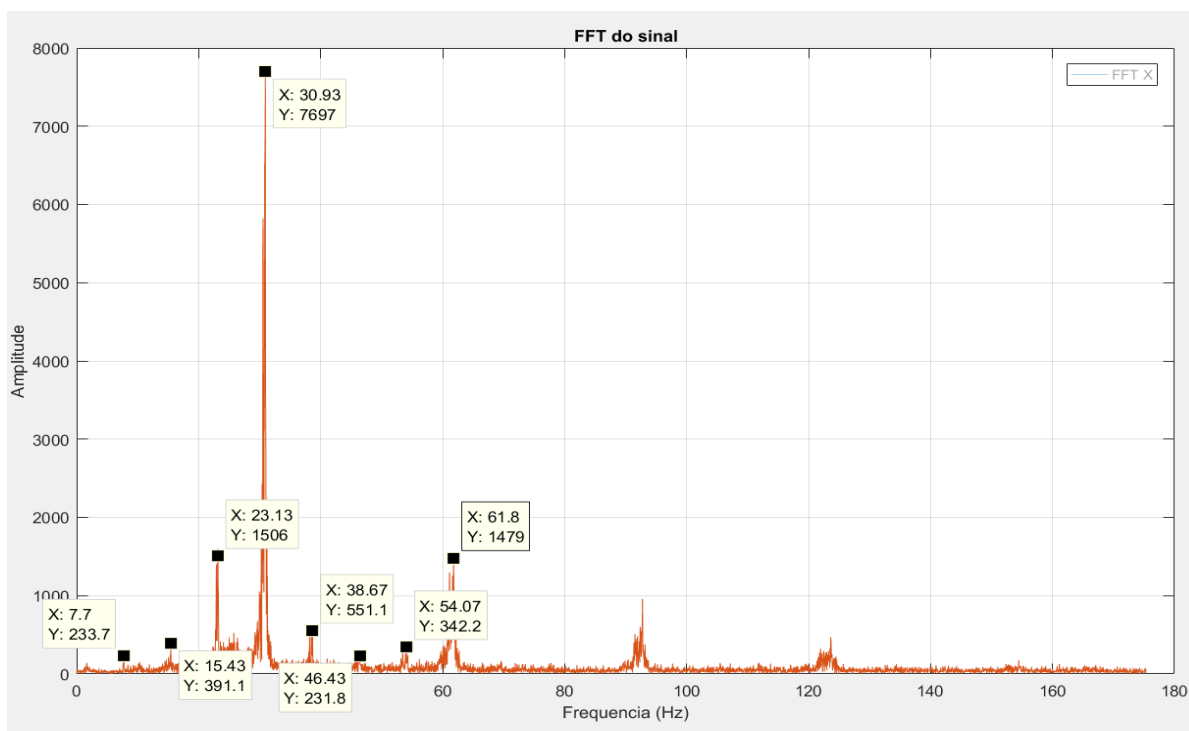
Figura 22 – Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Folga Na Correia



Fonte: O autor (2018)

Para uma análise mais cuidadosa do defeito da folga na correia, utiliza-se a FFT do sinal, mostrada na figura 23.

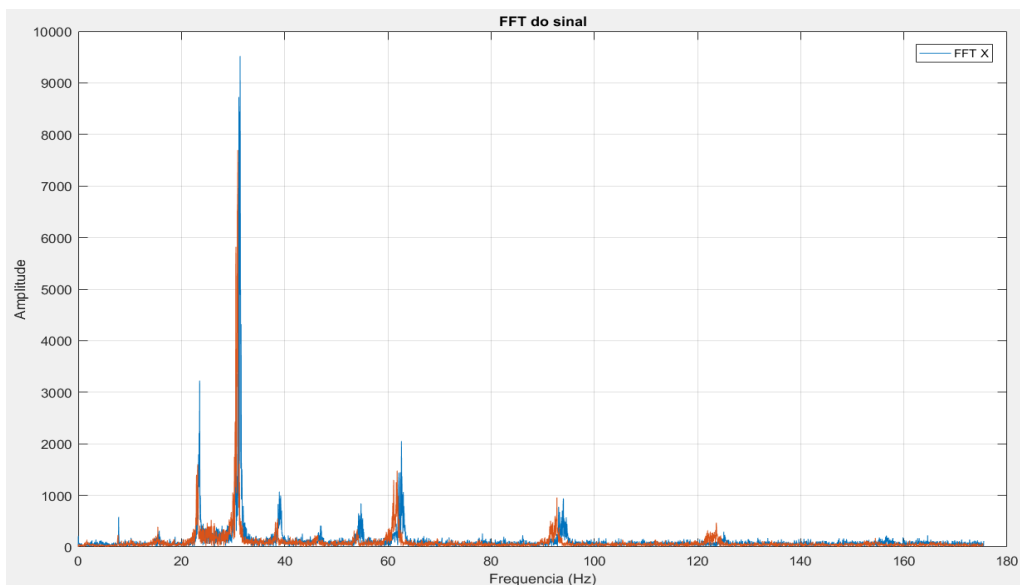
Figura 23 – FFT Do Sinal Do Motor Com Folga Na Correia



Fonte: O autor (2018)

Para efeito de comparação, a sobreposição dos sinais é utilizada. A figura 24 mostra o sinal do motor sem defeito em azul. Para o motor com folga na correia, o sinal está em vermelho.

Figura 24 - Sinais Sobrepostos do Motor com Folga e do Motor sem Defeito



Fonte: O autor (2018)

Como visto no item anterior, a frequência de aproximadamente 30Hz representa a rotação do motor e a frequência de 7,5Hz representa a vibração proveniente da explosão nos cilindros do motor. Comparando os resultados obtidos na primeira aquisição de dados (motor sem indução de defeito) com os dados da segunda, percebe-se que a maioria dos picos de frequência se deslocam minimamente para a esquerda, porém a amplitude delas diferenciam bastante.

Na primeira frequência com o motor em regime, 7,834Hz, a amplitude inicial é de 581. Após a folga da correia, essa frequência passa a ser de 7,733 Hz e sua amplitude cai para 211,5.

Na segunda frequência, 15,4Hz, a sua amplitude correspondente é de 244,7. Após inserir a folga da correia no sistema, a frequência sobe para 15,43Hz e sua respectiva amplitude sobre para 391,1.

A terceira frequência, 23,53Hz, apresenta uma amplitude de 3224. Com a folga na correia, a frequência se desloca para 23,17Hz e sua amplitude cai para 1602.

Na frequência de rotação do motor, 31,37 Hz, a sua amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito, há um deslocamento da frequência para 30,93Hz e um decaimento da amplitude para 7697.

As demais frequências seguem a mesma lógica de um pequeno deslocamento do pico para a esquerda do gráfico com uma respectiva baixa em sua amplitude, excetuando-se a frequência de 123,6Hz que, quando não há a folga na correia, não possui uma amplitude perceptível, enquanto que com a folga na correia, apresenta uma amplitude de 470,4.

A diminuição das amplitudes de vibração e, conseqüentemente, das energias sobre as frequências com a folga da correia, se dá pelo fato do afrouxamento da correia tornar o sistema menos rígido e, portanto, gerar menores amplitudes de vibração. A tabela 7 detalha a comparação entre o motor sem defeito induzido e o motor com folga na correia.

Tabela 7 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Folga na Correia

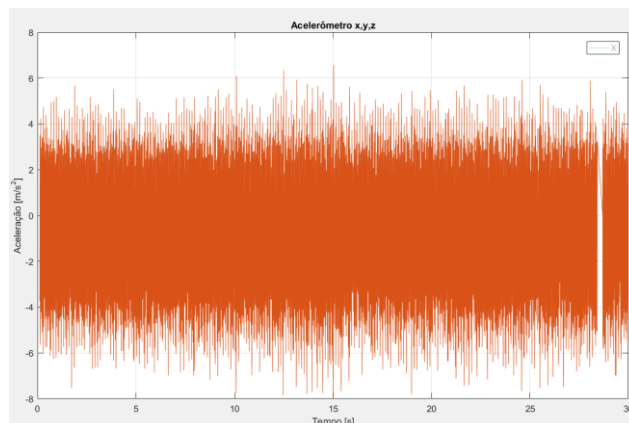
	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor com Folga	7,733	211,5	15,43	391,1	30,93	7697	Múltiplos de 7,733	
Comport.	Pequena Defasagem	Diminui	Pequena Def.	Diminui	Pequena Def.	Diminui	Pequena Def.	Diminui

Fonte: O autor (2018)

5.2.1.2 UM DEFEITO NA CORREIA

Este defeito foi induzido através do corte de um pedaço da correia em seu lado interno. Com este defeito, a aquisição ocorreu por 30 segundos e o sinal no domínio do tempo é mostrado na figura 25.

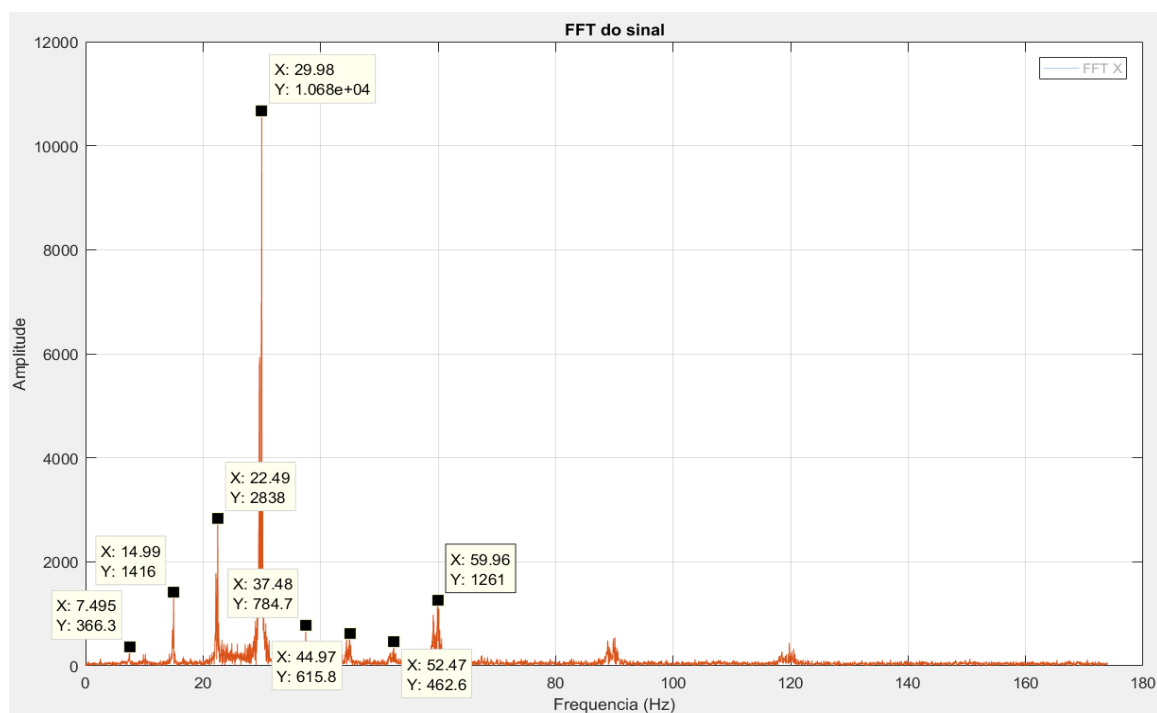
Figura 25 Sinal no Domínio do Tempo para a Correia com um Defeito



Fonte: O autor (2018)

Para a análise de defeitor, a FFT do sinal representado pela figura 25 é mostrada na figura 26.

Figura 26 - FFT da Correia com 1 Defeito

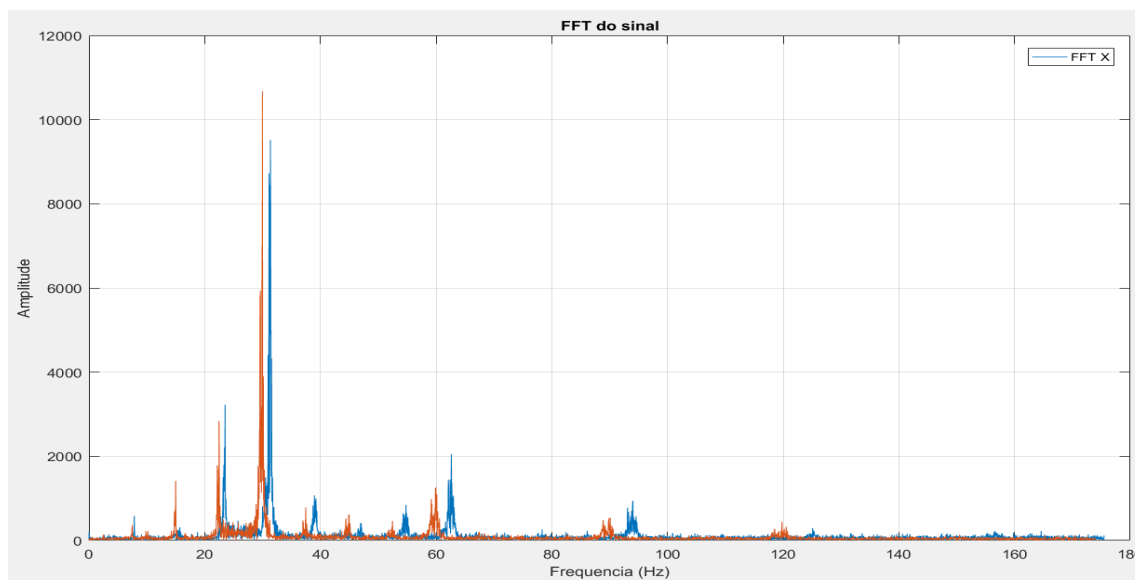


Fonte: O autor (2018)

Para realizar a análise do defeito, é conveniente sobrepor o sinal da motor com a correia com defeito ao sinal do motor sem defeito. Esta sobreposição é

mostrada na figura 27, onde o sinal do motor sem falha está em azul e o sinal do motor com defeito na correia está em vermelho.

Figura 27 - Sobreposição dos Sinais do Motor sem Defeito e do Motor com um Defeito na Correia



Fonte: O autor (2018)

Comparando os resultados obtidos através do motor sem indução de defeito com os dados do motor com um defeito na correia, percebe-se que a maioria dos picos de frequência estão defasados para a esquerda, porém suas amplitudes alternam e assumem valores menores e maiores, respectivamente.

Na primeira frequência analisada do motor sem defeito, aproximadamente 7,834Hz, a amplitude de vibração é de 581,1. Para a frequência equivalente do motor com o defeito induzido, 7,495Hz, a amplitude é de 366,3.

Na segunda frequência, aproximadamente 15,4Hz, a amplitude da vibração, do motor sem defeito é de 244,7. Após inserir o defeito na correia, a frequência defasa e assume um valor de 14,99Hz e sua amplitude sobe para 1416.

Para a terceira frequência, 23,5Hz, apresenta uma amplitude de 3224 com o motor em funcionamento normal. Com o defeito na correia, a frequência se desloca para 22,49Hz e a amplitude diminui para 2838.

Na frequência de rotação do motor, 31,37Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito, há um aumento da amplitude para 10680 e um deslocamento da frequência para 29,98Hz.

As demais frequências seguem a mesma lógica de defasagem da frequência para a esquerda e uma alternância das amplitudes de vibrações.

Portanto, verifica-se que a frequência de 29,98Hz (rotação do motor) é a que apresenta uma maior energia de vibração (dB/rad/amostra) justificando a maior amplitude neste ponto.

A alternância dos valores das amplitudes de vibração do sistema com o defeito na correia, ocorre devido ao afrouxamento do sistema quando o giro do vibrabrequim coincide com o defeito, seguido de um aumento de rigidez quando a cambota não toca no defeito da correia.

Para simplificar a comparação, a tabela 8 mostra os valores de frequência e amplitude do motor sem defeito (saudável) e do motor com o defeito na correia induzido.

Tabela 8- Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com 1 Defeito na Correia

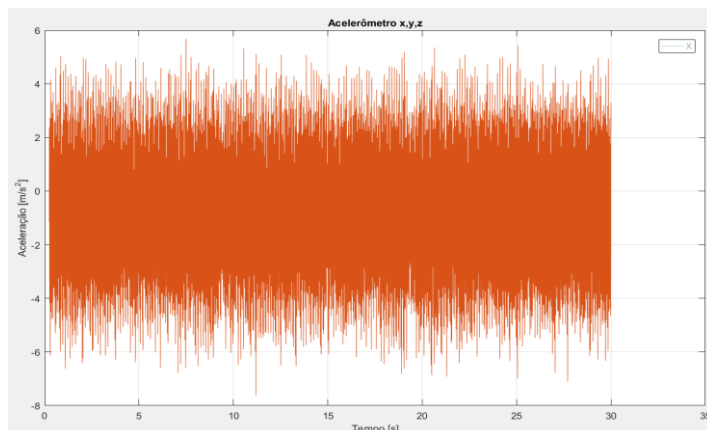
	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor 1 Def. Na Correia	7,495	366,3	14,99	1416	29,98	10680	Múltiplos de 7,495	
Comport .	Defasagem Esquerda	Diminui	Def. Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Alterna

Fonte: O autor (2018)

5.2.1.3 VÁRIOS DEFEITOS NA CORREIA

Vários defeitos foram introduzidos na correia através de cortes aleatórios de pedaços da correia em seu lado interno. Com estes defeitos, a aquisição de dados ocorreu por 30 segundos e o sinal no domínio do tempo é representado pela figura 28.

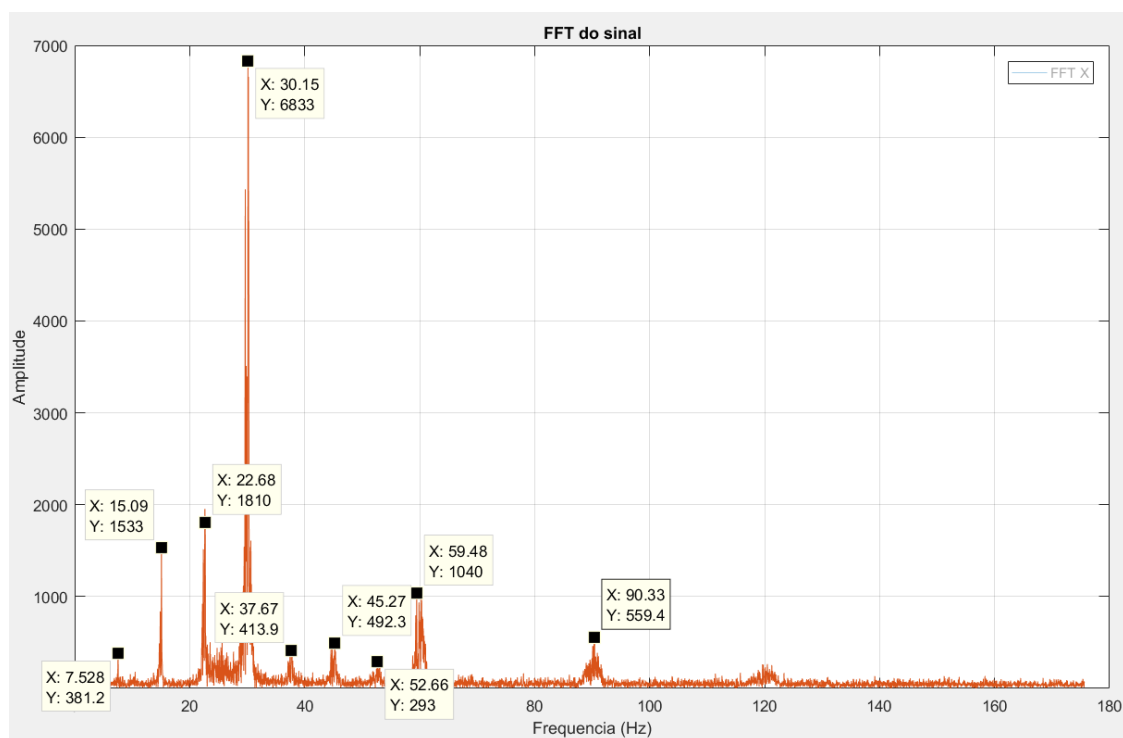
Figura 28 - Sinal no Domínio do Tempo para a Correia com uma Falha



Fonte: O autor (2018)

A FFT do sinal está representada pela figura 29, de modo a facilitar a análise do defeito induzido.

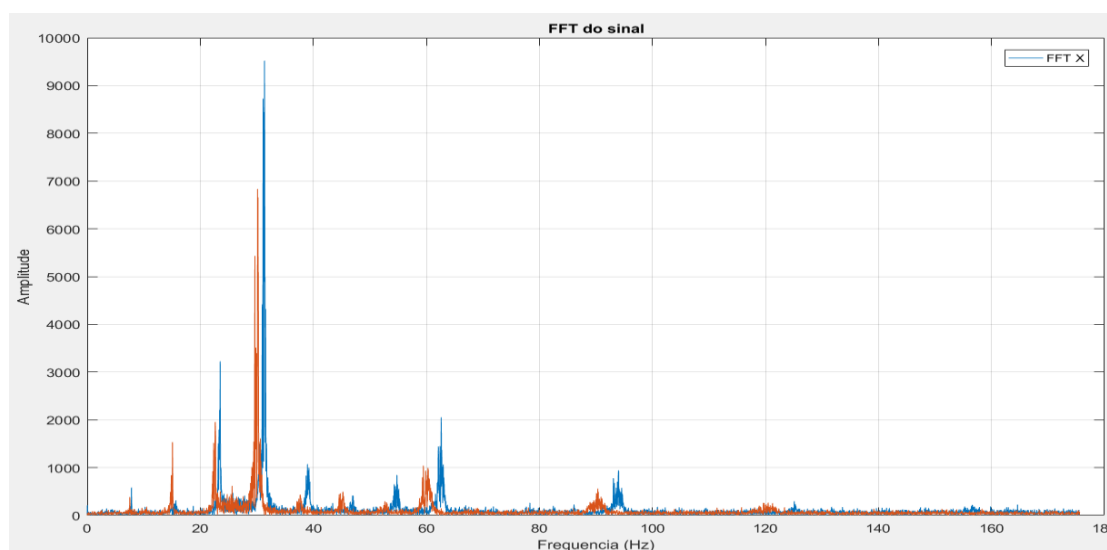
Figura 29 - FFT da Correia com Vários Defeitos



Fonte: O autor (2018)

A figura 30 mostra a sobreposição de sinais utilizada para a análise dos vários defeitos na correia.

Figura 30 - Sobreposição dos Sinais de Vibração do Motor sem Defeitos e do Motor com Vários Defeitos na Correia



Fonte: O autor (2018)

Fazendo a comparação dos resultados obtidos através do motor sem indução de defeito com os dados do motor com vários defeitos na correia, percebe-se que a maioria dos picos de frequência estão defasados para a esquerda e suas amplitudes são menores.

Para o motor em funcionamento normal, a primeira frequência analisada é de 7,834Hz e apresenta uma amplitude de vibração de 581,1. Comparando com o motor com vários defeitos na correia, a frequência de vibração correspondente é de 7,528Hz com uma amplitude correspondente de 381,2.

Para a segunda frequência analisada, 15,4Hz, a amplitude de vibração, do motor sem defeito, é de 244,7. Após inserir os vários defeitos na correia, a frequência vai a 15,09Hz e sua amplitude sobe para 1533.

Analisando o terceiro pico de frequência do motor se defeito, 23,5Hz, observa-se uma amplitude de 3224. Já com o motor com vários defeitos na correia, a frequência se desloca para 22,68Hz e a amplitude cai para 1810.

Na frequência de rotação do motor, 31,37Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência dos defeitos, há um deslocamento do pico da frequência para 30,15Hz e uma baixa da amplitude para 6833.

As demais frequências seguem a mesma lógica de um pequeno deslocamento para a esquerda seguido de uma diminuição de suas respectivas amplitudes.

O decaimento das amplitudes de vibração do sistema com os vários defeitos introduzidos na correia, pode ocorrer devido a uma folga ocasionada pela perda de material em todo o comprimento da correia. Por isso, o sistema se torna menos rígido e as amplitudes de vibração caem.

Para facilitar a análise da modificação no sistema que os vários defeitos na correia acarretam, os dados são mostrados na tabela 9.

Tabela 9 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Vários Defeitos na Correia

	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor com X Def. Correia	7,528	381,2	15,09	1533	30,15	6833	Múltiplos de 7,528	
Comport.	Def. Esquerda	Diminui	Def. Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Diminui	Def. Esquerda	Diminui

Fonte: O autor (2018)

5.2.2 FALHA NAS VELAS

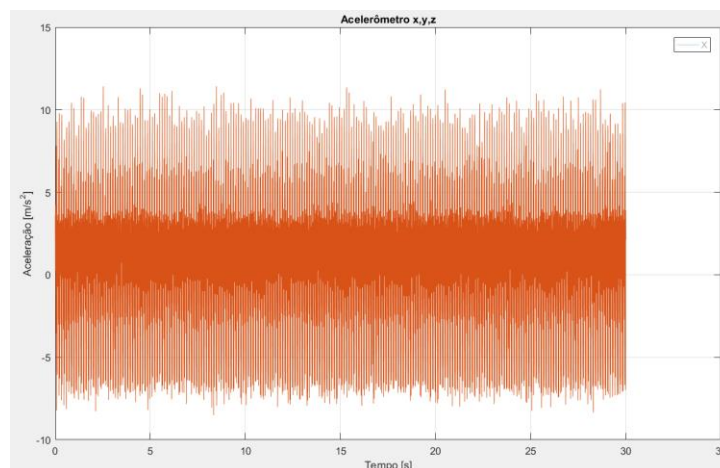
Nesta seção, Os defeitos analisados foram os relativos aos dos cilindros. Sequencialmente, foram desligadas as velas dos cilindros 1 e 4. Posteriormente a retirada individual de cada vela, foi analisada a retirada das velas 1 e 4, simultaneamente.

5.2.2.1 FALHA NA VELA DO CILINDRO 1

A quinta aquisição de dados ocorreu depois da retirada da vela do primeiro cilindro do motor, por um período de 30 segundos. A intenção dessa aquisição foi de analisar as frequências de vibrações provocadas pela falha da vela do primeiro cilindro e, conseqüentemente, a não ocorrência da combustão (misfire). A figura 31

representa o sinal no domínio do tempo, do motor em funcionamento com este defeito induzido

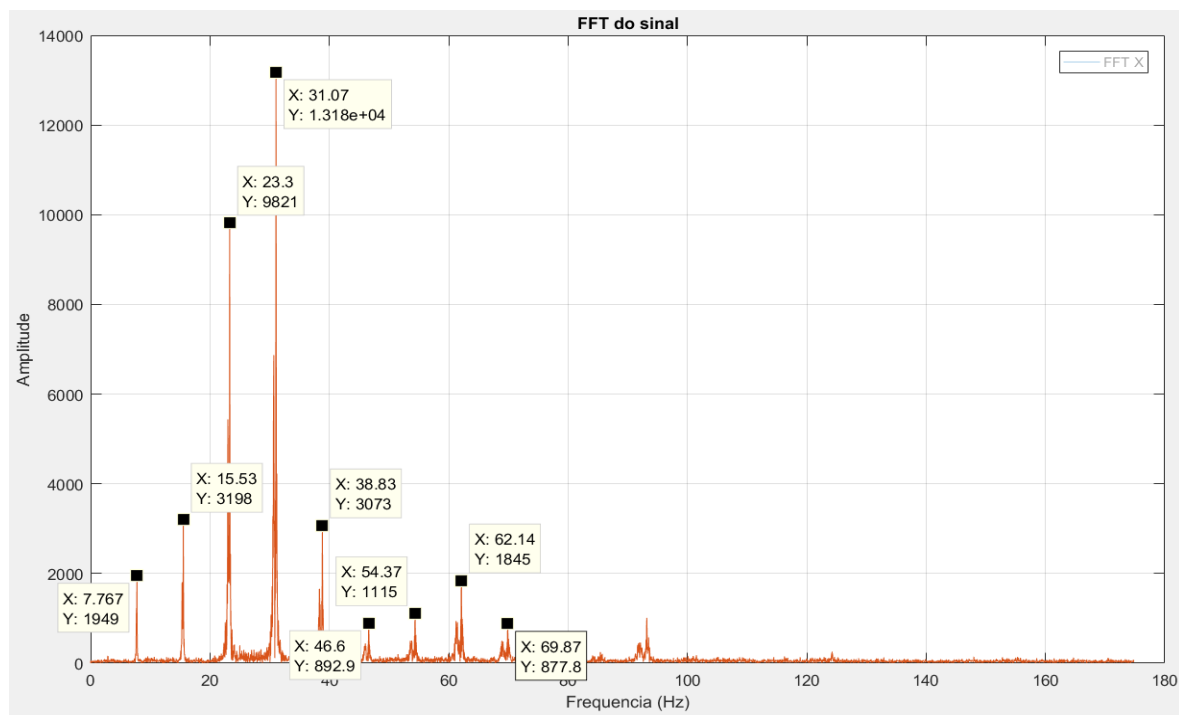
Figura 31 – Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Falha na Vela 1



Fonte: O autor (2018)

A FFT do sinal mostrado na figura 31 é representada na figura 32.

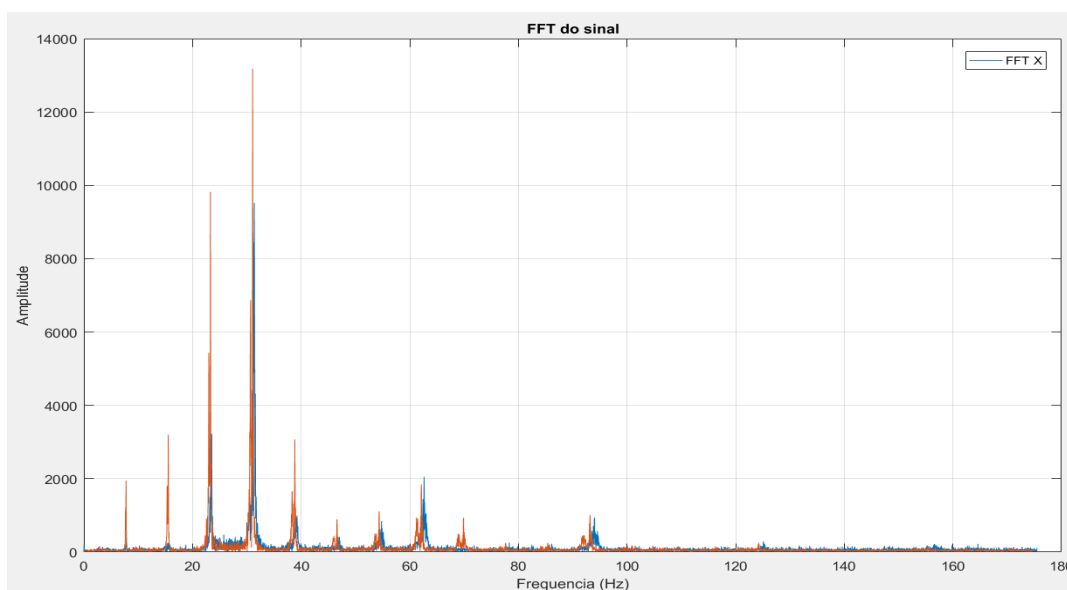
Figura 32 – FFT Do Sinal Do Motor Com Falha na Vela 1



Fonte: O autor (2018)

Sobrepondo o sinal do motor com o defeito na vela 1 ao sinal do motor sem defeito, mostrado na figura 33, facilita a análise do defeito induzido sobre os parâmetros de vibração do motor. O sinal vermelho representa o motor com defeito na vela e o sinal azul representa o motor sem defeito.

Figura 33 - Sobreposição do Sinal do Motor com Defeito ao Sinal do Motor sem Defeito



Fonte: O autor (2018)

Comparando os resultados obtidos na aquisição de dados sobre o motor sem indução de defeito com os dados do motor com falha na vela do primeiro cilindro, percebe-se que as amplitudes de vibração aumentam consideravelmente em quase todas as frequências.

Na primeira frequência, 7,834Hz, a amplitude da vibração passa de 581,1, sem defeito, para uma amplitude de 1949, com a falha na vela do cilindro 1.

Na segunda frequência, 15,4Hz, a sua amplitude correspondente é de 244,7. Após inserir a falha na vela do cilindro 1, a frequência sobe para 15,53Hz e sua respectiva amplitude sobe para 3198.

A terceira frequência, 23,53Hz, apresenta uma amplitude de 3224. Com a falha na vela do cilindro 1, a frequência se desloca para 23,3Hz e sua amplitude sobe para 9821.

Na frequência do motor, 31,37 Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito, há um deslocamento da frequência para 31,07Hz e um aumento da amplitude para 13180.

Os picos posteriores à quarta frequência seguem a lógica de pouca variação da frequência, porém com uma alta substancial na amplitude.

Pode-se dizer que a alta na energia de vibração se dá pelo fato do motor não realizar a combustão da forma como foi projetado para acontecer. A sequência de ignição do motor em questão é 1-3-4-2, onde os cilindros 1 e 4 são gêmeos, assim como os cilindros 2 e 3. Logo, ao induzir a falha na vela do cilindro 1, a ignição só ocorrerá no cilindro 3 para cada dois giros do virabrequim, gerando um desbalanceamento no motor e um consequente aumento na amplitude de vibração.

A tabela 10 mostra os valores de frequência e amplitude do motor sem defeito e do motor com defeito na vela 1, facilitando a análise do sistema.

Tabela 10 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 1

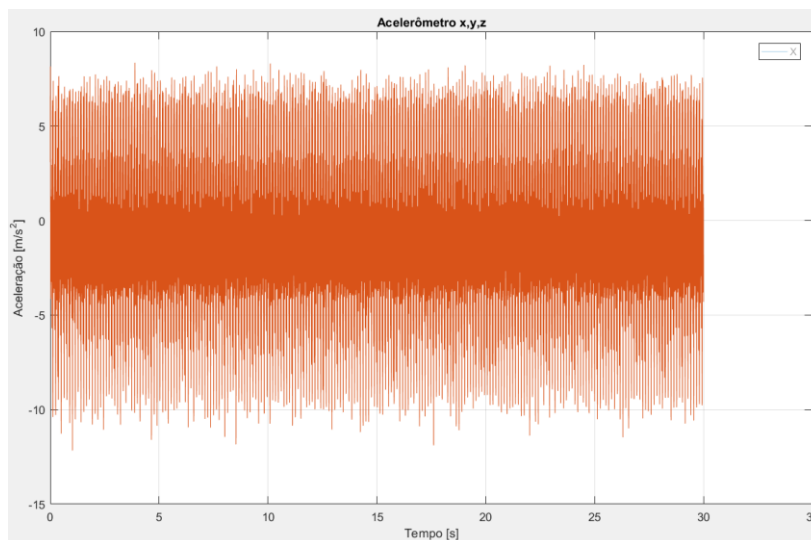
	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor Def.Na Vela 1	7,767	1949	15,53	3198	31,07	13180	Múltiplos de 7,767	
Comport .	Pequena Def.	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta	Pequena Defasagem	Aumenta	Pequena Defasagem	Aumenta

Fonte: O autor (2018)

5.2.2.2 FALHA NA VELA 2

Esta aquisição seguiu os mesmos parâmetros do item anterior, porém nesse caso, a vela retirada foi a do segundo do motor, pelo mesmo período de 30 segundos. A intenção dessa aquisição foi de analisar as frequências de vibrações provocadas pela falha da vela do cilindro dois do motor e, consequentemente, a não ocorrência da combustão (misfire). A figura 34 representa o sinal no domínio do tempo do motor em funcionamento com este defeito induzido

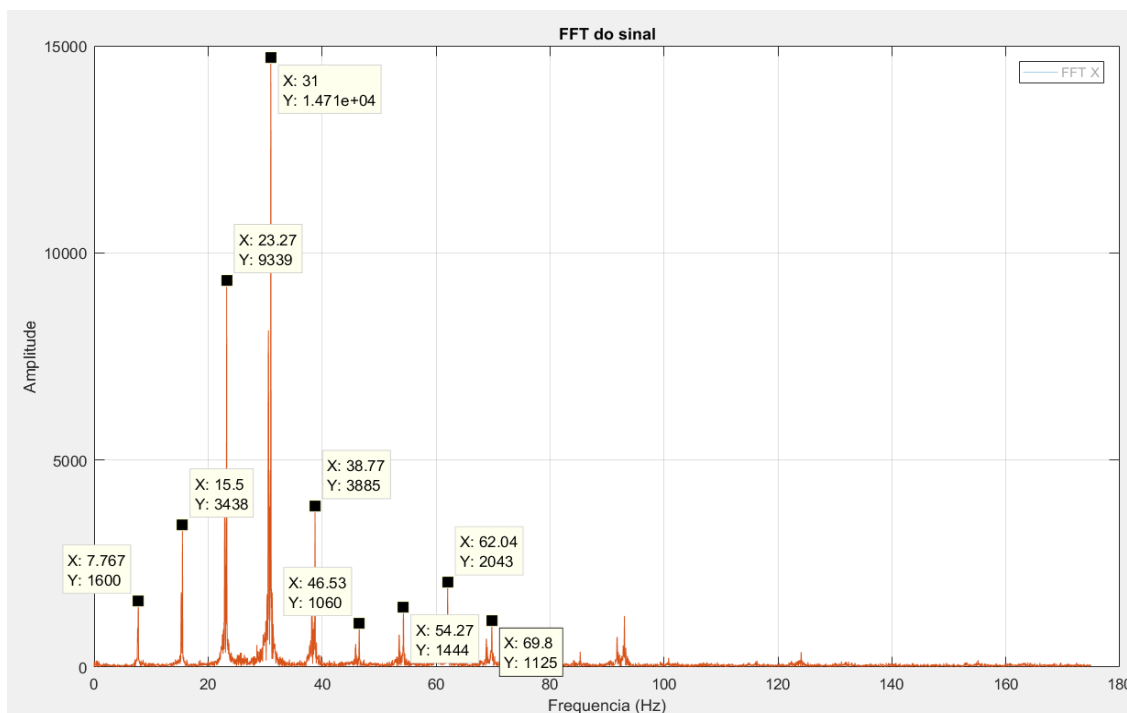
Figura 34 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Segundo Cilindro



Fonte: O autor (2018)

A Transformada Rápida de Fourier do sinal mostrado na figura 34 é representada na figura 35.

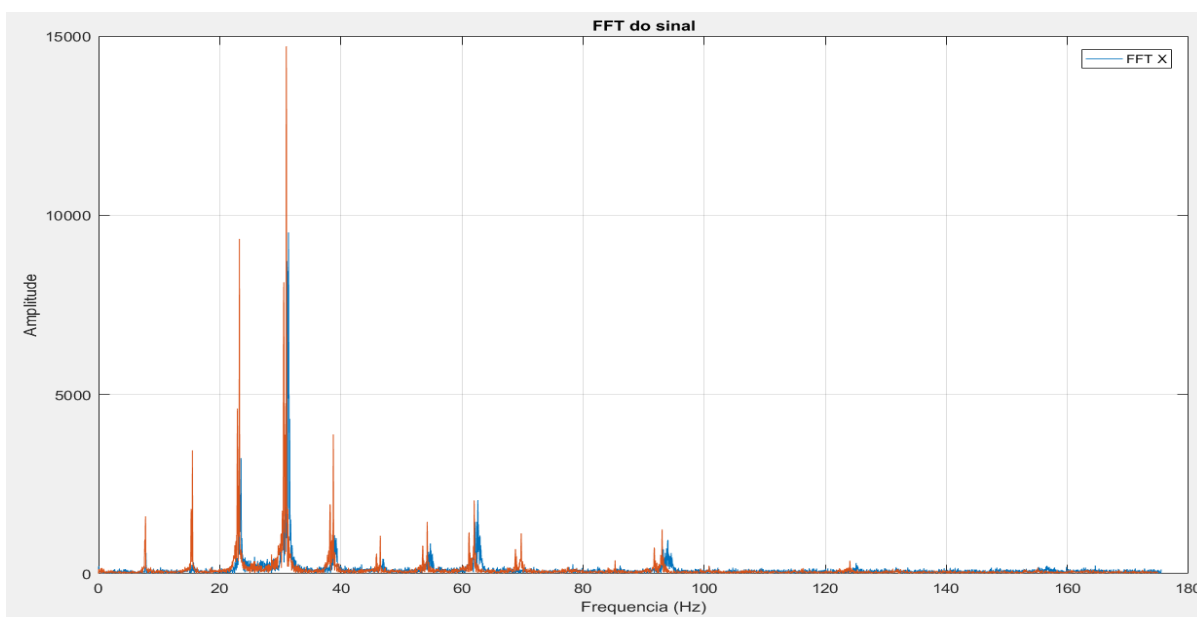
Figura 35 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Segundo Cilindro



Fonte: O autor (2018)

Para efeitos comparativos, usa-se a sobreposição de sinais mostrada na figura 36. Neste caso, o sinal em azul é do motor sem defeito e o sinal em vermelho é do motor com defeito na vela do segundo cilindro.

Figura 36 - Sobreposição dos Sinais do Motor com Defeito na Vela do Segundo Cilindro e do Motor sem Defeito



Fonte: O autor (2018)

Para o defeito analisado, quando comparado com o motor funcionando sem defeito induzido, percebe-se que não há uma significativa defasagem dos picos de frequência de vibração, porém há um aumento significativo em suas amplitudes.

A primeira amplitude de vibração se apresenta em 7,834Hz, para o motor sem defeito. Nesta frequência, a amplitude é de 581,1. Ao tirar a vela do cilindro 2, a frequência de vibração pouco se altera, mas sua amplitude sobe para 1600.

A segunda amplitude de vibração se apresenta em 15,4Hz, para o motor sem defeito. Nesta frequência, a amplitude é de 244,7. Após a indução do defeito, a amplitude de vibração sobe para 3438.

Para a terceira frequência, que se apresenta na FFT da figura 35, 23,53Hz, a sua respectiva amplitude é de 3224. Para esta mesma frequência, porém com a indução da falha na vela do terceiro cilindro, sua amplitude aumenta para 9339.

Na quarta frequência, 31,37 Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito na vela do cilindro 2, há um aumento da amplitude para 14710.

Os demais picos seguem a lógica de aumento de amplitude e um equilíbrio das frequências de vibração

O aumento na energia de vibração do motor é justificado devido ao desbalanceamento ocasionado sobre o sistema pela falha na vela do cilindro 2 do motor e, conseqüentemente, devido a não realização da combustão da forma como foi projetado para acontecer. A sequência de ignição do motor em questão é 1-3-4-2, onde os cilindros 1 e 4 são gêmeos, assim como os cilindros 2 e 3. Logo, ao induzir a falha na vela do cilindro 2, a ignição só ocorrerá no cilindro 4 no respectivo giro do virabrequim, gerando um desbalanceamento no motor e um conseqüente aumento na amplitude de vibração.

A tabela 11, mostrada abaixo, monta uma comparação entre a assinatura espectral do motor se defeito com a sua assinatura espectral com um defeito na vela 2.

Tabela 11 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 2

	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor Def. Na Vela 2	7,767	1600	15,5	3438	31	14710	Múltiplos de 7,767	
Comport	Pequena Defasagem	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta

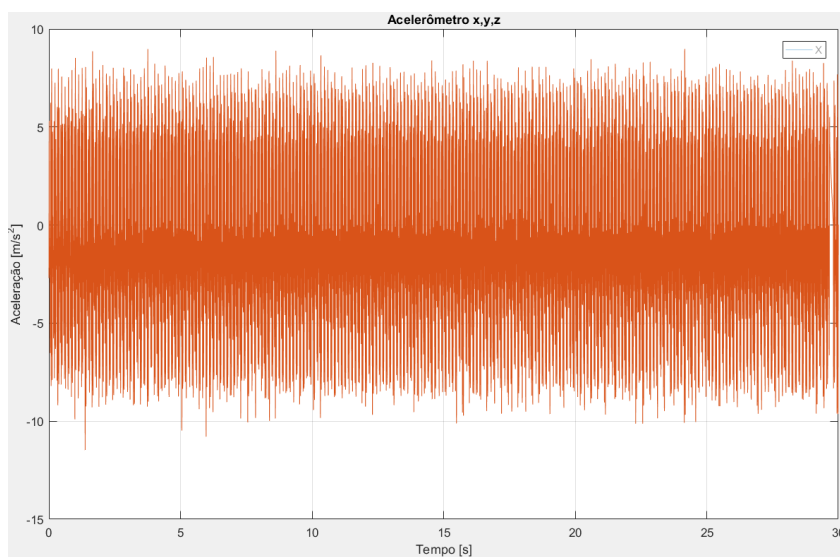
Fonte: O autor (2018)

5.2.2.3 FALHA NA VELA 3

Para a realização desta aquisição, induziu-se um defeito na explosão do terceiro cinlindro através da retirada de sua vela. A intenção dessa aquisição foi de analisar os níveis de vibrações sobre o motor devido a não ocorrência da combustão

(misfire) do cilindro 3. A figura 37 representa o sinal no domínio do tempo do motor em funcionamento com este defeito.

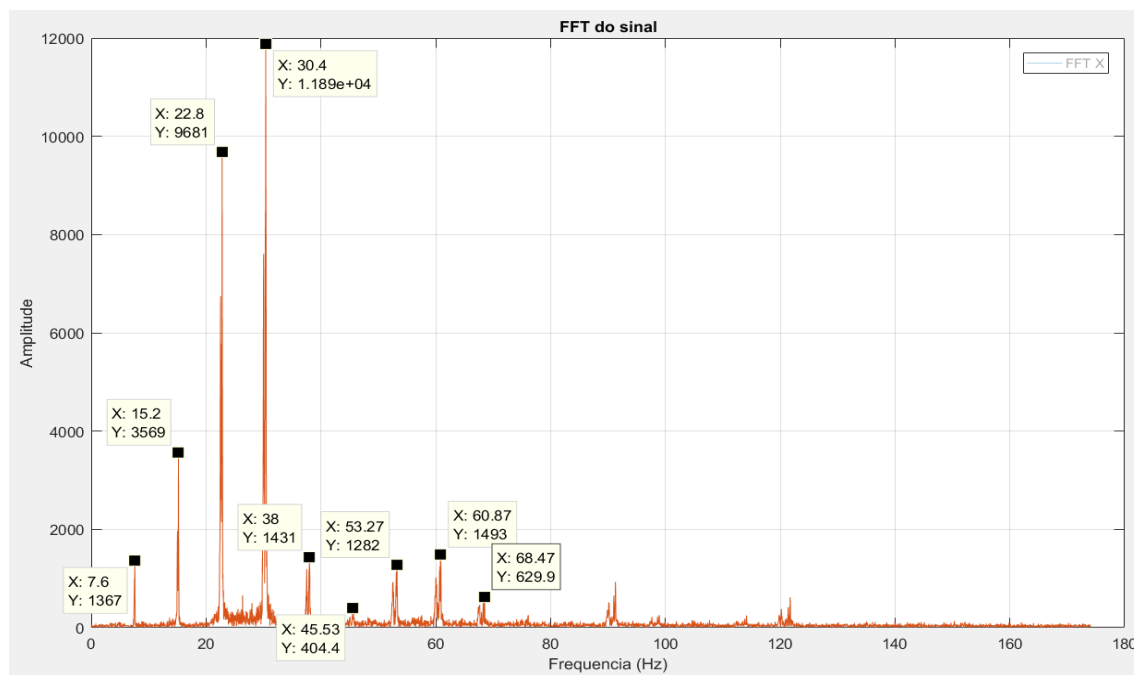
Figura 37 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Terceiro Cilindro



Fonte: O autor (2018)

A FFT do sinal no domínio do tempo mostrado na figura 37 é mostrada na figura 38.

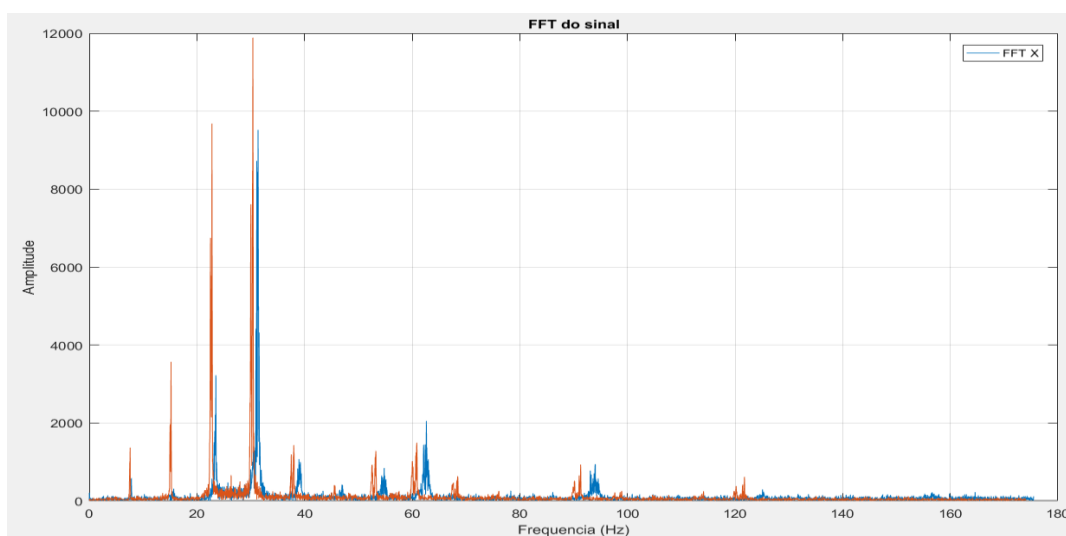
Figura 38 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Terceiro Cilindro



Fonte: O autor (2018)

Sobrepondo os sinais do motor em funcionamento normal e do motor com falha induzida no terceiro cilindro, encontra-se o gráfico mostrado na figura 39. Seguindo-se o mesmo padrão, o sinal do motor em funcionamento normal está em azul e o sinal do motor com defeito está em vermelho.

Figura 39 -Sobreposição de Sinais



Fonte: O autor (2018)

Com o defeito introduzido (misfire) no terceiro cilindro, percebe-se uma defasagem da frequência e um grande aumento das amplitudes de vibração.

A primeira amplitude de vibração se apresenta em 7,834Hz, para o motor sem defeito. Nesta frequência, a amplitude é de 581,1. Ao tirar a vela do cilindro 3, a frequência de vibração pouco se altera, mas sua amplitude sobe para 1367.

Para o segundo pico de frequência, 15,4Hz, a amplitude de vibração que o motor sem defeito apresenta é de 244,7. Já para o motor com a falha na vela 3, a amplitude sobe para 3569 e sua frequência apresenta uma pequena defasagem e assume um valor de 15,2 Hz.

A terceira frequência, 23,53Hz, o motor sem defeito apresenta uma amplitude de 3224. Com a falha na vela do cilindro 3, a frequência se desloca para 22,8Hz e sua amplitude aumenta para 9681.

Na quarta frequência, 31,37 Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência da falha na vela, há um deslocamento da frequência para 30,4Hz e um aumento substancial da amplitude para 11890.

Os demais picos seguem a lógica de aumento de amplitude seguido de um afastamento para a esquerda das frequências de vibrações.

O aumento das amplitudes de vibração é justificado devido ao desbalanceamento do motor ocasionado pela retirada da vela do cilindro 3. Dessa forma, o motor não vai realizar a explosão nesse cilindro, ocasionando um funcionamento anormal do sistema e elevando seus níveis de vibração.

Os dados comparativos entre o motor com defeito na vela do cilindro 3 e o motor sem defeito são mostrados na tabela 12.

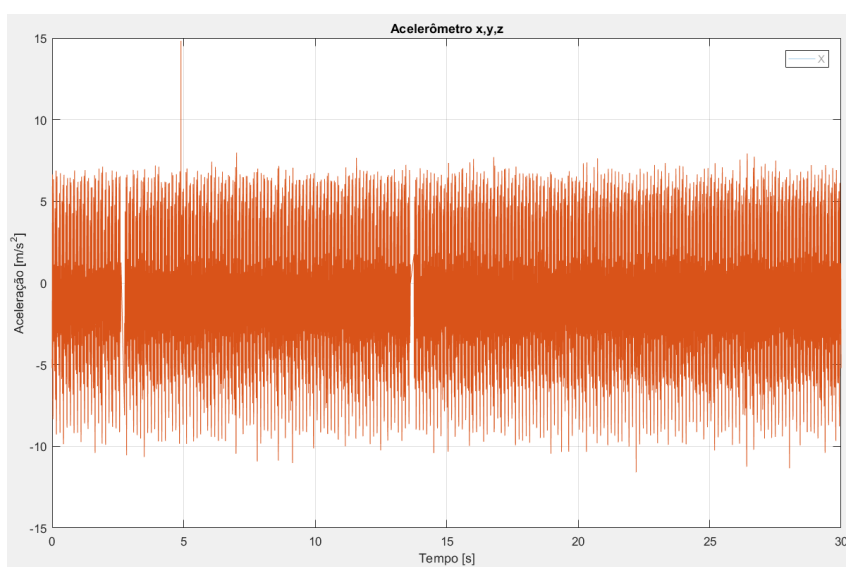
Tabela 12 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 3

	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor Def. Na Vela 3	7,6	1367	15,2	3569	30,4	11890	Múltiplos de 7,6	
Comport	Pequena Defasagem	Aumenta	Def. Esquerda	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta

5.2.2.4 FALHA NA VELA 4

Seguindo a ordem de retirada de vela, a próxima aquisição de dados foi realizada sem a vela do cilindro 4. Este experimento obteve dados do sistema por um período de 30 segundos e teve o objetivo de analisar as frequências de vibrações provocadas pela falha da vela do cilindro quatro e, conseqüentemente, a não ocorrência da combustão (misfire) neste cilindro. A figura 40 representa o sinal no domínio do tempo do motor em funcionamento com este defeito induzido.

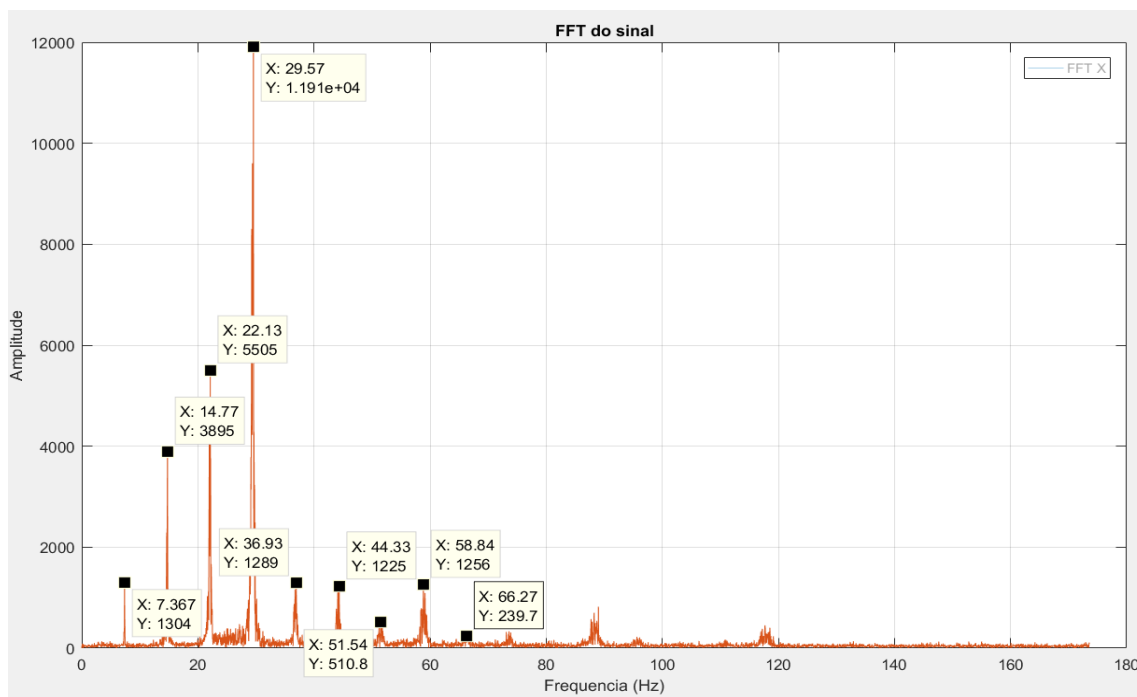
Figura 40 - Sinal no Domínio do Tempo do Motor com Falha na Vela do Quarto Cilindro



Fonte: O autor (2018)

A Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal obtido no domínio do tempo é mostrado na figura 41.

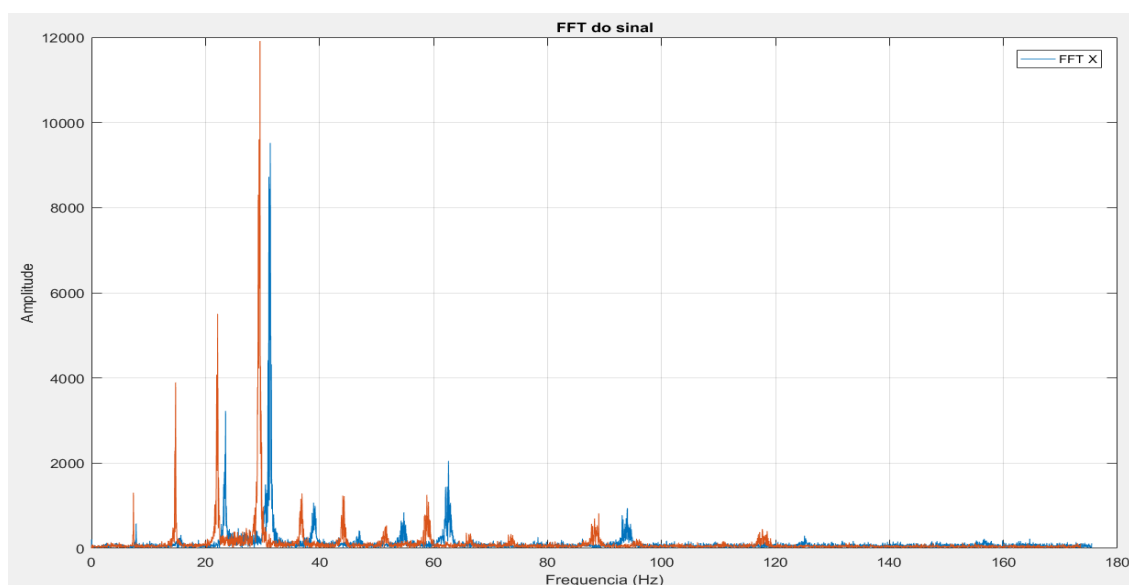
Figura 41 - FFT do Sinal do Motor com Falha na Vela do Quarto Cilindro



Fonte: O autor (2018)

Para uma análise do impacto do não funcionamento da vela do cilindro 4 sobre os parâmetros de vibração, utiliza-se a sobreposição dos sinais, mostrada na figura 42.

Figura 42 - Sobreposição dos Sinais do Motor com Defeito na Vela do Quarto Cilindro e do Motor sem Defeito



Fonte: O autor (2018)

Para a falha na vela do cilindro 4, quando comparado com o motor funcionando sem defeito induzido, percebe-se que há uma significativa defasagem dos picos de frequência de vibração e um consequentemente aumento em suas respectivas amplitudes.

A primeira amplitude de vibração se apresenta em 7,834Hz, para o motor sem defeito. Nesta frequência, a amplitude é de 581,1. Ao tirar a vela do cilindro 4, a frequência de vibração se desloca para 7,368Hz e sua amplitude sobe para 1304.

A segunda amplitude de vibração se apresenta em 15,4Hz, para o motor sem defeito. Nesta frequência, a amplitude é de 244,7. Após a indução do defeito, a frequência de vibração se desloca 14,77Hz e a amplitude de vibração sobe para 3895.

Analisando a terceira frequência, 23,53Hz, a sua respectiva amplitude é de 3224, para o motor em funcionamento normal. Para esta mesma frequência, porém com a indução da falha na vela do terceiro cilindro, sua amplitude aumenta para 9339 e a frequência se desloca para um valor de 22,13Hz.

Na quarta frequência com a maior amplitude de vibração, 31,37 Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito na vela do cilindro 4, a frequência apresenta um valor de 29,57Hz e um aumento da amplitude para 11910.

Os demais picos seguem a lógica de aumento de amplitude e deslocamento para a esquerda das frequências de vibração.

O aumento significativo das amplitudes de vibração se dá pelo fato do motor não realizar a combustão da forma como foi projetado para acontecer, assim como foi analisado para a falha na vela do cilindro 1. Neste caso, ao induzir a falha na vela do cilindro 4, a ignição só ocorrerá no cilindro 2 a cada dois giros do virabrequim, gerando um desbalanceamento no motor e um consequente aumento na amplitude de vibração.

Os dados comparativos entre o motor com defeito na vela do cilindro 3 e o motor saudável são mostrados na tabela 13.

Tabela 13 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito na Vela 3

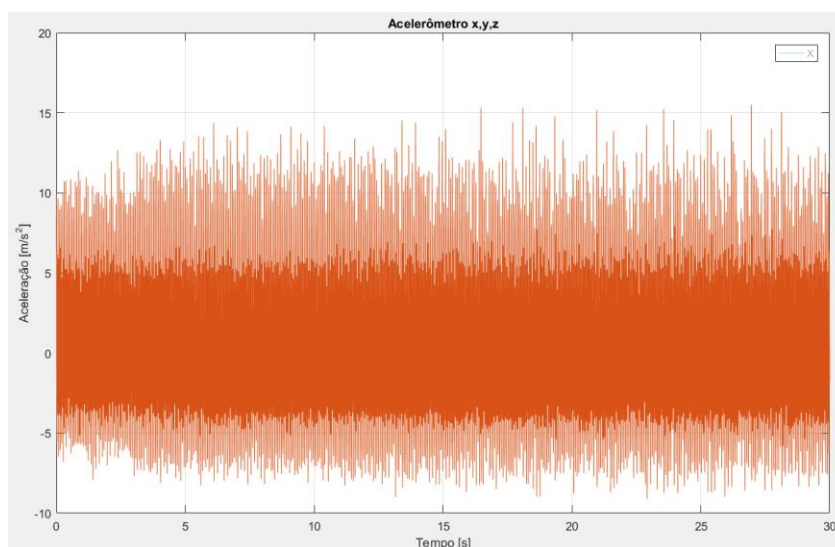
	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor Def. Na Vela 4	7,368	1304	14,77	3895	29,57	11910	Múltiplos de 7,368	
Comport	Defasagem Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Aumenta	Def. Esquerda	Variado

Fonte: O autor (2018)

5.2.2.5 FALHA NAS VELAS DOS CILINDROS 1 E 4

A última aquisição de dados ocorreu sobre o motor depois da retirada das velas dos cilindros 1 e 4. Neste experimento, espera-se que a frequência 7,5Hz tenha sua amplitude reduzida de forma significativa. Isto se deve ao fato de não ocorrer duas explosões por giro da cambota, mas apenas uma. Ainda assim, espera-se que alguma amplitude seja identificada em 7,5Hz já que o próprio movimento do cilindro gera vibração nessa frequência. A figura 43 representa o sinal no domínio tempo do motor com a falha induzida.

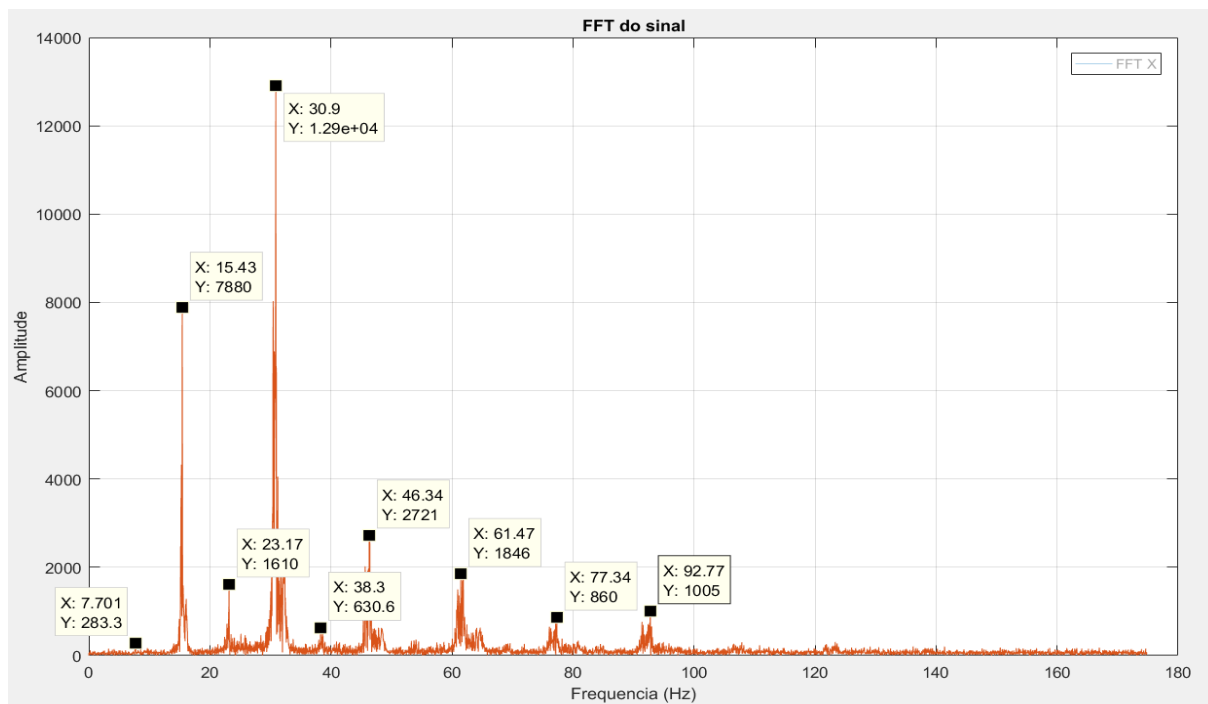
Figura 43 - Sinal No Domínio Do Tempo Do Motor Com Falha nas Velas 1 e 4



Fonte: O autor (2018)

Como visto, a análise da frequência é feita através da FFT, mostrada na figura 44.

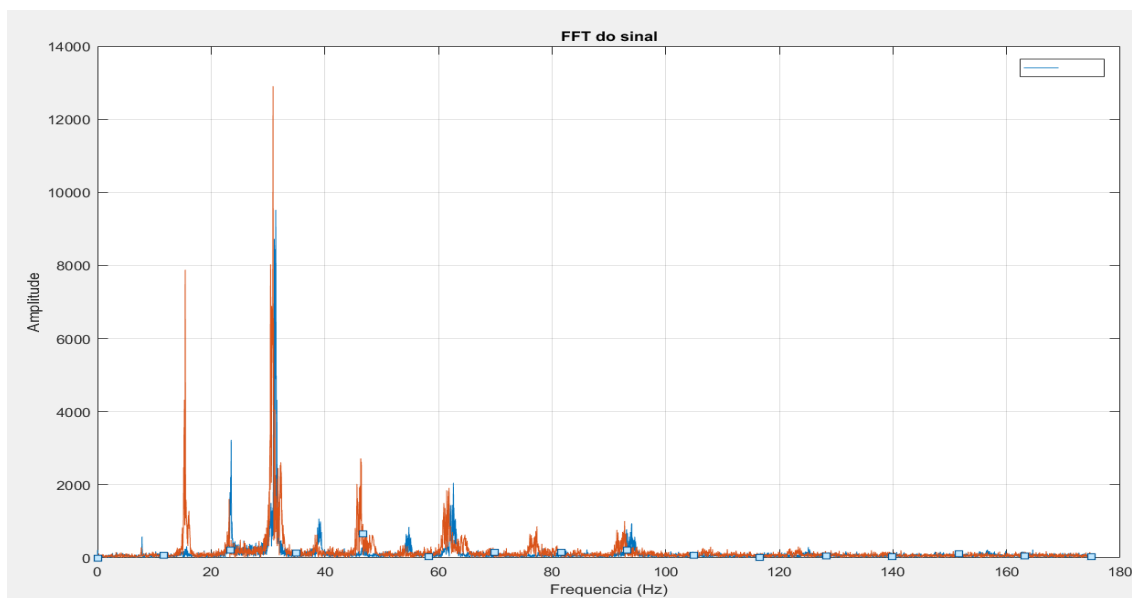
Figura 44 – FFT Do Sinal Do Motor Com Falha nas Velas 1 e 4



Fonte: O autor (2018)

Sobrepondo o sinal do motor com o defeito nas velas ao sinal do motor sem defeito, obtém-se a relação mostrada na figura 45. Neste caso, o sinal vermelho representa o motor com defeito e o sinal azul representa o motor sem defeito.

Figura 45 - Sobreposição de Sinais



Fonte: O autor (2018)

Como esperado, a amplitude da frequência de aproximadamente 7,5Hz é praticamente nula (283,3), se comparado com as amplitudes anteriores.

Na segunda frequência, 15,4Hz, a amplitude, sem defeito induzido, é de 244,7. Após inserir a falha nas velas dos cilindros 1 e 4, a frequência não se altera, mas sua amplitude sobre para 7880.

A terceira frequência, 23,53Hz, apresenta uma amplitude de 3224. Com a falha nas velas dos cilindros 1 e 4, a frequência se desloca para 23,17Hz e sua amplitude cai para 1610.

Na quarta frequência, 31,37 Hz, a amplitude é de 9520 sem o defeito induzido. Com a ocorrência do defeito nas velas, há um deslocamento da frequência para 30,90Hz e um aumento da amplitude para 1290.

Os demais picos seguem a lógica de uma diminuição de amplitude seguido de um aumento.

A alternância de altas com baixas amplitudes acontece porque há sempre uma falha (misfire) seguida de uma explosão normal do motor.

Os dados comparativos entre o motor com defeito nas velas dos cilindro 1 e 4 e o motor saudável são mostrados na tabela 14.

Tabela 14 - Tabela comparativa: Motor Saudável x Motor com Defeito nas Velas 1 e 4

	Exp.Cil. (Hz)	Ampl.	Giro Vir. (Hz)	Ampl.	Motor (Hz)	Ampl.	Def. Pré- Ex. (Hz)	Ampl.
Motor Normal	7,834	581,1	15,4	244,7	31,37	9520	Múltiplos de 7,834	Variada
Motor Def. Na Vela 1	7,70	283,3	15,43	7880	30,9	12900	Múltiplos de 7,70	
Comport .	Pequena Defasagem	Diminui	Se mantém Constante	Aumenta	Pequena Def.	Aumenta	Quase Constante	Alternado

Fonte: O autor (2018)

5.2.3 ANÁLISE GERAL DAS FALHAS

Conforme foi possível ser analisado, percebe-se que cada defeito tem uma característica específica. Dessa forma, pode-se correlacionar os defeitos com suas respectivas alterações na assinatura espectral do motor. A tabela 15 faz um apanhado geral de todas as características dos defeitos analisados nesse trabalho.

Tabela 15 - Visão Geral dos Defeitos Analisados

Defeito	Comportamento da Frequência	Comportamento da Amplitude
Folga na correia	Não há alteração significativa	Diminui
1 Defeito na Correia	Não há alteração significativa	Alterna
Vários Defeitos na Correia	Defasagem para a esquerda (diminuição da frequência)	Diminui
Falha na Vela 1	Não há alteração significativa	Aumenta
Falha na Vela 2	Não há alteração significativa	Aumenta
Falha na Vela 3	Defasagem para a esquerda	Aumento Significativo
Falha na Vela 4	Defasagem para a esquerda	Aumento Significativo
Falha nas Velas 1 e 4	Não há alteração significativa	Diminuição da primeria amplitude (7,5Hz) e alternância das demais.

Fonte: O autor (2018)

6 CONCLUSÃO

Este trabalho propôs um sistema para mensurar os parâmetros de vibrações com o objetivo de detectar defeitos em um motor de combustão interna de um Ford Fiesta 2003 1.6. Este método de detecção de falhas foi utilizado por sua aplicabilidade e alta confiabilidade dos resultados.

Para a realização dos cálculos e obtenção da Transformada Rápida de Fourier (FFT), foi necessário o programa MatLab e a própria IDE do Arduino (linguagem C). O sistema apresentou bom rendimento quanto a capacidade de aquisição de dados e um ótimo rendimento quanto à capacidade de obter a FFT do sinal.

O presente estudo demonstra que o modelo de análise de defeitos por meio de vibrações é bastante confiável e que cada falha vai modificar o sistema de uma determinada maneira, como amplitude e fase da frequência.

Analizando os resultados das análises de vibrações, conclui-se que o método adotado para a identificação de falhas é bastante eficiente, visto que a ocorrência de um defeito é de fácil reconhecimento (se previamente catalogado) para o operador do sistema e os resultados mostrados são convergentes com os resultados das literaturas da área de estudo.

Em relação ao sistema de aquisição e monitoramento, o projeto se apresenta em fase de experimento e podem ser efetuadas algumas melhorias de implementação, como o aumento da taxa de aquisição e o desenvolvimento de um sistema wireless (sem fios). Porém, ele já mostra uma ótima capacidade de detecção de falhas em mecanismos complexos, como mostrado no presente trabalho. Portanto, O sistema é uma ótima forma de implementar a manutenção preditiva em indústrias, visto que este apresenta uma ótima relação custo/benefício.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alisaraei, A. T.; Mahdavian, A., Fault detection of injectors in diesel engines using vibration time-frequency analysis, Elsevier Journal, 2018.

Almeida, P. S., Manutenção Mecânica Industrial – Conceitos Básicos e Tecnologia Aplicada. 1. ed. São Paulo: Ed. Érica, 2014.

Almeida, P. S., Manutenção Mecânica Industrial – Princípios Técnicos e Operações. 1. ed. São Paulo: Ed. Érica, 2015.

Arco-Verde, M. M., Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-Lineares, 2008, Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica)., Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

Associação Brasileira de Normas Técnicas., NBR 5462: Confiabilidade e Manutenibilidade., Rio de Janeiro – RJ, 1994.

Bastos, R. J.; Júnior, R. B., Previsão de Falhas em Rolamentos Utilizando a Demodulação de Sinais de Vibração., Anuário da Produção de Iniciação Científica Discente., 2010.

Balachandran, B.; Magrab, E. B., Vibrations., 2ª Edição. Toronto – Canadá: Editora Cengage Learning, 2009.

Benevenuti, E. L., Metodologia para Monitoração e Diagnóstico de Vibração das Bombas Moto-Operadas do Circuito Primário de Refrigeração do Reator Iea-R1., 2004, Dissertação (Mestrado em Ciências na Área de Tecnologia Nuclear)., Universidade de São Paulo, São Paulo.

Bonaldi, E. L. et al., Aplicação de FFT para a Detecção de Defeitos em Máquinas Elétricas., Congresso Nacional de Matemática Aplicada à Indústria, 2014.

Budynas, R. G.; Nisbett, J. K., Elementos de Máquinas de Shigley, 10^a Edição. Porto Alegre – RS: Editora Mc Graw Hill, 2016.

Campos, D. C. M. P., Implementação de Técnicas e Ferramentas para Manutenção Preditiva na Colep, 2011, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)., Universidade do Porto, Porto, Portugal.

Carneiro, A. C. S. G. P., Análise de Estabilidade em Sistemas Rotativos, 2014, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico)., Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo.

Garcia, M. S., Análise de Defeitos em Sistemas Mecânicos Rotativos a Partir da Monitoração de Vibrações, 2005, Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica)., Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

Inman, D. J., Engineering Vibration, 3^a Edição. New Jersey – NY: Editora Pearson Prentice Hall, 2008.

Jafarian, K. et al., Misfire and valve clearance faults detection in the combustion engines based on a multi-sensor vibration signal monitoring., Elsevier Journal, 2018.

Júnior, S. L. S.; Silva, R. A., Automação e Instrumentação Industrial com Arduino – Teoria e Projetos. 1. ed. São Paulo: Ed. Érica, 2015.

Kumar, B. K.; Diwakar G.; Satynarayana, M. R. S., Determination of Unbalance in Rotating Machine Using Vibration Signature Analysis., International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), 2012.

Laissaoui A. et al., Perceptive analysis of bearing defects (Contribution to vibration monitoring)., Elsevier Journal, 2018.

Medeiros, E. C., Projeto e Avaliação do Comportamento Dinâmico de um Conjunto de Mancais Hidrodinâmicos Aplicados a um Rotor Jeffcott, 2017, Dissertação

(Mestrado em Engenharia Mecânica na Área de Projetos)., Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, São Paulo.

Meirovitch, L., Fundamentals of Vibrations., Singapura: Editora Mc Graw Hill, 2001.

Monteiro, L. F., Análise Comparativa da Energia Vibracional em Motor Diesel Utilizando Diesel e Biodiesel., 2013, Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia)., Universidade Federal de São João Del-Rei., São João Del-Rei – RJ.

Moosavian, A. et al., Spark Plug Fault Recognition Based on Sensor Fusion and Classifier Combination Using Dempster – Shafer Evidence Theory., Elsevier Journal, 2015.

Mühle, H. B., Mandrilamento com Cabeçotes de Excentricidade Regulável e Sistema de Balanceamento., 2000, Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica)., Universidade Federal de Santa Catarina., Florianópolis – SC.

Oliveira, C. L. V.; Zanetti, H. A. P., Arduino Descomplicado. 1. ed. São Paulo: Ed. Érica, 2015.

Ponci, L., Desmistificando a Análise de Vibrações., 12ª Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, 2013.

RAO, S., Vibrações Mecânicas., 4ª Edição. São Paulo – SP: Editora Pearson Prentice Hall, 2009.

Rocha, D. L., Análise de Vibrações Em Equipamentos Rotativos de Uma Indústria Alimentícia, 2014, Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Tecnologia em Manutenção Industrial)., Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Fluminense, Rio de Janeiro.

Saleem, M. A.; Diwakar, G.; Satyanarayana, M. R. S., Detection of Unbalance in Rotating Machines Using Shaft Deflection Measurement during Its Operation., *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 2012.

Sharma, A.; Sugumaran, V.; Devasenapati, S. B., Misfire Detection in na IC Engine Using Vibration Signal and Decision tree algorithms., Elsevier Journal, 2014.

Soloman, S., Sensore e Sistemas de Controle na Indústria. 2. ed. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2012.

Torrence, C.; Compo G. P., A Practical Guide to Wavelet Analysis., Program in Atmospheric and Oceanic Sciences, University of Colorado, 1997.

Tronci,E. M. et al., Vibration Analysis of the Civic Tower in Rieti., Elsevier Journal, 2017.