

Estudo de Caso sobre a Detecção de Falha através do Espectro de Aceleração e Forma de Onda Bruta em redutor de eixo paralelo

Case Study on Fault Detection through Acceleration Spectrum and Raw Waveform in a Parallel Shaft Gearbox

Estudio de caso sobre la detección de fallos mediante el espectro de aceleración y la forma de onda bruta en una caja de engranajes de ejes paralelos

Lucas de Jesus Batista¹
Bruno Fernando Gianelli²

Resumo: Este trabalho apresenta um estudo de caso sobre a detecção de falhas em um redutor de moenda por meio da análise de vibração. O objetivo é demonstrar a eficiência da técnica na identificação precoce de anomalias e na prevenção de falhas mecânicas. A metodologia envolve o acompanhamento contínuo do equipamento, através da análise de espectro de aceleração, envelope e forma de onda, com configuração características para cada ponto onde a maior frequência de configuração é de 420 kCPM. Os resultados mostraram que variações no espectro e na forma de onda permitiram detectar sinais indicativos de desgaste e folga nos mancais antes da falha completa, comprovando a eficácia da manutenção preditiva aplicada.

Palavras-chave: Vibração. Manutenção preditiva. Espectro de aceleração. Falhas mecânicas. Análise de sinal.

Abstract: This work presents a case study on fault detection in a grinding mill reducer through vibration analysis. The objective is to demonstrate the efficiency of the technique in the early identification of anomalies and in the prevention of mechanical failures. The methodology involves continuous monitoring of the equipment through acceleration spectrum, envelope, and waveform analysis, with characteristic configurations for each point where the highest configuration frequency is 420 kCPM. The results showed that variations in the spectrum and waveform allowed the detection of signs indicative of wear and play in the bearings before complete failure, proving the effectiveness of the applied predictive maintenance.

Keywords: Vibration. Predictive maintenance. Acceleration spectrum. Mechanical faults. Signal analysis.

Resumen: Este trabajo presenta un caso práctico sobre la detección de fallas en un reductor de molino mediante análisis de vibraciones. El objetivo es demostrar la eficiencia de la técnica en la identificación temprana de anomalías y la prevención de fallas mecânicas. La metodología implica la monitorización continua del equipo mediante el análisis del espectro, la envolvente y la forma de onda de aceleración, con configuraciones características para cada punto, donde la frecuencia máxima de configuración es de 420 kCPM. Los resultados mostraron que las variaciones en el espectro y la forma de onda permitieron detectar indicios de desgaste y holgura en los rodamientos antes de la falla completa, lo que demuestra la eficacia del mantenimiento predictivo aplicado.

Palabras-clave: Vibración. Mantenimiento predictivo. Espectro de aceleración. Fallas mecânicas. Análisis de señales.

Submetido 13/03/2026

Aceito 21/07/2026

Publicado 04/08/2026

¹ Titulação. Instituição. ORCID (obrigatório incluir todos autores). E-mail: (máximo de duas linhas por autor)

² Doutor. IFSP Itapetininga. E-mail: @.

Considerações iniciais

Ao analisar o cenário industrial, ou qualquer atividade produtiva, é evidente a necessidade de recursos que possibilitem a realização da atividade-fim, seja em processos simples, seja em operações mais complexas. Em todas essas situações, podem ocorrer problemas como desgaste, fraturas, quebras, além de diversos tipos de acidentes e incidentes. (Leopomucceno, 2018)

Diante da recorrência dos problemas já citados, torna-se fundamental adotar estratégias de manutenção que assegurem o bom funcionamento dos equipamentos e a continuidade das operações. Entre essas estratégias, destaca-se a manutenção preditiva, que, segundo Kardec (2019), consiste na realização de intervenções com base em alterações identificadas nos parâmetros de condição ou desempenho dos equipamentos, por meio de acompanhamento sistemático. Dessa forma, ao monitorar continuamente aspectos como a vibração, é possível agir preventivamente e preservar a eficiência produtiva.

A finalidade da manutenção preditiva é estabelecer quais parâmetros devem ser selecionados para cada tipo de ativo, com base nas informações sobre como a alteração desses parâmetros afeta o estado mecânico do equipamento. A análise dessas informações possibilita uma tomada de decisão mais precisa e eficiente (Leopomucceno, 2018).

Todo dispositivo fornece sinais de desgaste por meio de uma forma específica de energia dissipada, que pode ser avaliada, medida e transformada em valores numéricos. Dessa forma, destacam-se as principais variáveis de interesse na manutenção preditiva, como: espessura do material, temperatura de operação, condição do lubrificante, constante elétrica e vibração do equipamento (Leopomucceno, 2018).

A escolha da técnica mais adequada depende do tipo de equipamento, das condições de operação e dos objetivos do monitoramento. Em muitos casos, a combinação de diferentes métodos potencializa a eficiência da manutenção preditiva.

Segundo Popescu, Aiordachioaie e Culea-Florescu (2020), a análise de vibração destaca-se como uma das principais ferramentas utilizadas na manutenção baseada em condição, sendo amplamente empregada devido à sua capacidade de identificar falhas precocemente por meio do uso de algoritmos lógicos e estatísticos.

Nesse contexto, compreender a natureza física da vibração torna-se essencial para uma correta interpretação dos sinais adquiridos. Vibração pode ser definida como o simples estado oscilatório de um corpo que sai da sua posição de repouso, em movimentos harmônicos e não harmônicos, sempre que ocorre vibração há quatro forças envolvidas: força de excitação como desequilíbrio ou desalinhamento; força de inércia gerada pela massa do sistema vibratório; força elástica/restauradora gerada pela rigidez do sistema; forças dissipativas características de amortecimento, onde a força de excitação causa a vibração, enquanto, rigidez, massa e amortecimento se opõem à força de excitação para controlar ou minimizar a vibração (Davies, 1998).

A partir da compreensão desses princípios dinâmicos, torna-se possível quantificar e analisar o comportamento vibracional por meio de três grandezas físicas que representam o movimento do corpo: o deslocamento, normalmente empregado para detectar falhas em baixas frequências, pois mede o quanto o objeto se afastou de seu ponto de referência; a velocidade, que corresponde à taxa de variação do deslocamento ao longo do tempo e é geralmente utilizada para avaliar defeitos em uma faixa de 10 a 10.000 Hz; e a aceleração, que representa a taxa de variação da velocidade ao longo do tempo, expressa em unidades da constante gravitacional, sendo recomendada para análise de sinais com frequências acima de 1.000 Hz (Chu et al., 2024).

Após compreender as principais forças envolvidas no fenômeno da vibração e as unidades utilizadas para mensurá-lo, é fundamental considerar também as ferramentas matemáticas aplicadas na análise desses sinais.

O sinal de vibração pode ser representado em forma de onda no tempo, no gráfico de amplitude vs tempo Figura 1, Dado X_1 e X_2 para representar a amplitude do deslocamento e ω a frequência e t tempo (Chu et al., 2021).

$$X_1 = a \sin(\omega t)$$

$$X_2 = b \sin(\omega t)$$

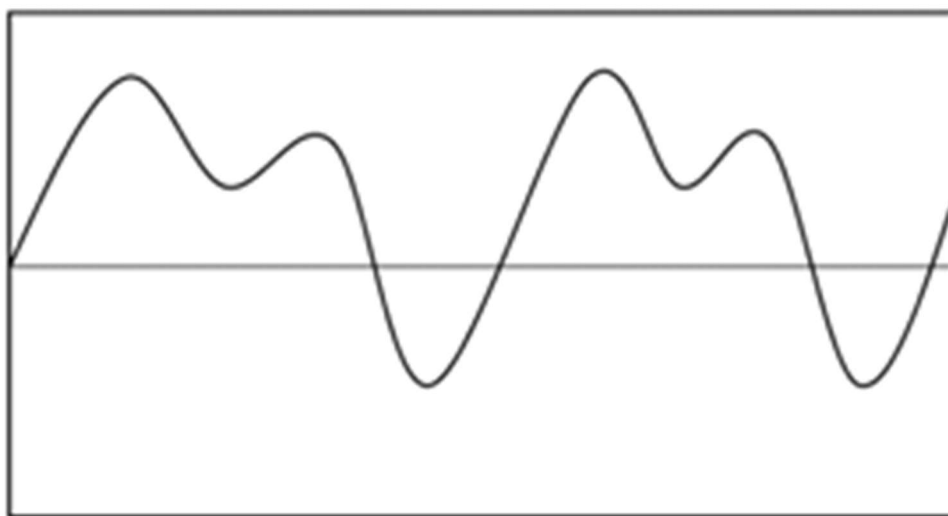
Assim como o valor total dessas duas vibrações podem ser reescritas, como uma série em função de uma frequência circular de somatória, qualquer outro sinal de vibração também o pode. Vejamos a seguinte equação 2 onde ω_1 e ω_2 os harmônicos da frequência primária ω (Chu et al., 2021).

$$X = a \sin(\omega_1 t) + b \sin(\omega_2 t)$$

Rearranjando a equação em termos do ângulo vemos a equação 3 onde θ_1 e θ_2 corresponde ao ângulo de fase.

$$f(t) = A_0 + A_1 * \text{sen}(\omega t + \theta_1) + A_2 * \text{sen}(\omega t + \theta_2) + A_2 * \text{sen}(\omega t + \theta_3) \dots$$

Figura 1: Representação forma de onda no tempo



Fonte: Adaptado de (Chu *et al.*, 2021)

Atualmente existem alguns métodos paramétricos de processamento de sinais que podem ser utilizados para identificar mudanças no comportamento dinâmico de um sistema, no entanto, embora diversas técnicas sejam aplicadas para prever falhas, a distribuição de energia no domínio tempo-frequência, que envolve operações mais complexas, pode proporcionar uma detecção mais eficaz de alterações na dinâmica do sinal de vibração. Além disso, algoritmos paramétricos de processamento de sinais podem ser utilizados para identificar mudanças, desde que exista um modelo preciso do sinal em um espaço de representação adequado. Contudo, é importante observar que as abordagens baseadas em técnicas de modelagem também apresentam limitações (Popescu *et al.*, 2020).

Ke Feng, JC em sua pesquisa sobre técnicas de perda de desgaste em engrenamento classifica o desgaste em 2 níveis macro- e micro-level, descrevendo que em estágio iniciais são induzidos sinais de vibração randômicos não sendo tão claro com presença de harmônico já em

macro níveis há uma mudança nos harmônicos de engrenamento da engrenagem reforça sobre a detecção RMS (Raiz Média Quadrática) para medir o nível de energia.

Historicamente, a identificação de falhas em engrenagens é realizada por meio da análise da frequência dos sinais de vibração. Entretanto, como salientam Bettahar et al. (2020), as assinaturas específicas dessas falhas tendem a ser pouco evidentes, frequentemente ocultadas pela frequência natural do equipamento e bastante afetadas por ruídos com características não lineares e não estacionárias, deste modo propõem uma abordagem inovadora para diagnóstico de falhas em engrenagens, combinando técnicas de processamento de sinais como a transformada Wavelet empírica (EWT), a transformada de Hilbert e a métrica de similaridade cosseno, com o objetivo de extrair características mais sensíveis e precisas dos sinais de vibração, porém reforçam a seleção de funções de modo geralmente dependem da experiência do usuário por inspeções visuais.

Diante desse contexto, o presente trabalho tem como objetivo analisar a técnica de medição de vibração, destacando sua eficiência e benefícios na detecção precoce de falhas, a partir do estudo de um caso prático de acompanhamento contínuo de um conjunto de acionamento de uma moenda de extração de caldo de cana em uma empresa do setor sucroenergético. Dessa forma, busca-se demonstrar como o monitoramento de vibração contribui, assegurando o bom funcionamento dos equipamentos e a continuidade operacional.

Metodologia

O presente trabalho caracteriza-se como uma pesquisa aplicada, de natureza qualitativa e caráter descritivo, elaborado a partir da observação e análise de um evento real ocorrido, envolvendo falha no engrenamento de um redutor. O estudo foi conduzido na área de manutenção preditiva da unidade industrial, onde o equipamento redutor, opera continuamente sob carga variável na rotação entre 2500 a 4000 RPM (Rotação por minuto) dependendo da necessidade da linha de produção que tem como meta moagem diária de 24 mil toneladas. O redutor analisado possui mancais deslizantes, cuja lubrificação é forçada por meio de uma bomba mecânica que distribui o óleo através de um sistema tipo “chuveiro”, outro detalhe devido o redutor ser acionado por uma turbina de vapor sua rotação trabalha com pequenas

oscilações o que dificulta ainda mais a captação do sinal e diagnóstico. A seguir, apresenta-se a Figura 2, com a imagem ilustrativa do equipamento estudado.

Figura 2 – Imagem do equipamento estudado.



Fonte: Autor, 2025

As coletas de dados foram feitas a partir do coletor de vibração Figura 3 SKF® Microlog GX 75, conforme indicado na Figura 3, com sensor do tipo acelerômetro com sensibilidade de 100 mV/g Figura 4. Os dados obtidos foram armazenados em nuvem (AWS) possibilitando o

acompanhamento da tendência dos níveis de vibração e mudança de comportamento do equipamento, de acordo com os pontos de medições definidos (Figura 4) medidos na carcaça externa do redutor.

Figura 3 – Imagem do coletor de medição.



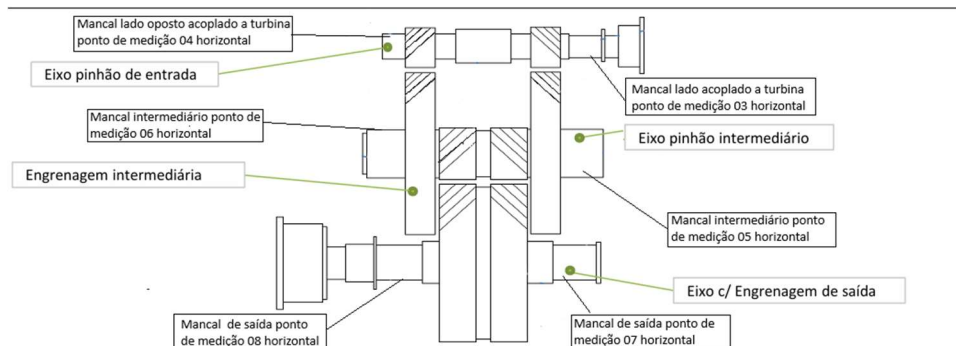
Fonte: Autor, 2025

Figura 4 – Acelerômetro



Fonte: Autor, 2025

Figura 5 – Ilustração da região dos pontos de medição.



Fonte: Autor, 2025

Com base nas características mecânicas do equipamento e na dinâmica dos estágios de redução, foi possível estabelecer o setup de medição apresentado na Tabela 1, definindo parâmetros como número de linhas, frequências de corte, tempos de amostragem e médias.

Tabela 1 – Esquema de configuração para medição

	Unidade	Deteção	Linhas	kCPM	Corte de Freq.	Tempo de amostragem	Número de média
Ponto 03	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	mm/s	RMS	1600	60	600	4,8	3
	mm/s	RMS	3200	360	400	1,8	3
	gE	Pico-Pico	1600	72	0	1,33	1
Ponto 04	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	mm/s	RMS	1600	60	600	4,8	3
	mm/s	RMS	3200	360	400	1,8	3
	gE	Pico-Pico	1600	72	0	1,33	1
Ponto 05	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	mm/s	RMS	1600	27	300	10	3
	gE	Pico-Pico	1600	72	0	4	1
Ponto 06	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	mm/s	RMS	1600	27	300	3,5	1

	gE	Pico-Pico	1600	72	0	4	1
Ponto 07	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	mm/s	RMS	1600	15	0	6,4	1
	mm/s	RMS	3200	200	250	2,88	3
	gE	Pico-Pico	1600	72	0	4	1
Ponto 08	g	0-pico	3200	420	600	0,45	1
	g	0-pico	1600	200	500	1,44	3
	mm/s	RMS	3200	200	250	2,88	3
	mm/s	RMS	1600	15	0	6,4	6,4
	gE	Pico-Pico	1600	72	90	4	1

Fonte: Autor, 2025

O número de linhas foi definido de acordo com a necessidade de resolução espectral para separação das componentes harmônicas do engrenamento. Configurações com 3200 linhas foram empregadas para análises que requerem maior detalhamento na região de alta frequência (particularmente na detecção em aceleração), possibilitando separar bandas laterais e efeitos modulantes do engrenamento. Para faixas de velocidade (mm/s), utilizou-se também 1600 linhas, suficiente para caracterizar efeitos de baixa frequência, relacionados ao comportamento dinâmico geral do redutor.

A frequência máxima de análise (F_{max}) foi determinada conforme as recomendações dos fabricantes e as diretrizes da ISO 10816/20816, respeitando também o critério de Berry (2010), que estabelece que F_{max} deve ser no mínimo quatro vezes a maior frequência de defeito possível. Assim, valores como 420 kCPM, 360 kCPM, e 200 kCPM foram adotados conforme o tipo de grandeza monitorada e o espectro de interesse em cada ponto.

O tipo de janela aplicado, embora não explicitado na tabela, foi selecionado conforme a recomendação de Berry (2010), privilegiando janelas Hanning para análises de vibração em redutores por reduzirem o vazamento espectral, preservando amplitudes relativas importantes para identificação de bandas laterais de engrenamento.

O número de médias foi definido com base na necessidade de suavização do espectro sem comprometer a detecção de fenômenos transitórios. Assim, utilizaram-se médias simples

ou de 3 médias, dependendo da grandeza analisada. Berry (2010) descreve que médias lineares são adequadas quando se objetiva reduzir ruído randômico e manter coerência entre as componentizações harmônicas.

Em seguida, apresenta-se a Tabela 2, que reúne as fórmulas de cálculo analisadas em cada estágio de redução do redutor, f_g representa frequência de engrenamento, f_{eix} frequência do eixo e z quantidade de dentes de cada engrenagem. Esses cálculos são fundamentais para a análise do comportamento do sistema ao longo do monitoramento, servindo como referência para a interpretação dos espectros de vibração.

Tabela 2 – Fórmulas cálculo de Frequência

Símbolo	Fórmula
f_g	$= f_{eixo} \cdot z$
f_{eix}	$= \frac{Z_p}{Z_c} \cdot RPM$

Fonte: Autor, 2025

A tabela a seguir apresenta a quantidade de dentes dos principais componentes envolvidos nos dois estágios de redução do sistema de transmissão mecânica. São listados os valores para pinhões e coroas em cada estágio, o que permite uma análise detalhada do funcionamento e da relação de transmissão do conjunto.

Tabela 3 – Dados do esquema de transmissão

Componente	Estágio de redução	Número de dentes
Pinhão	1 Estágio	30
Coroa	1 Estágio	170
Pinhão	2 Estágio	28
Coroa	2 Estágio	110

Fonte: Autor, 2025

A resolução espectral, consequência direta da relação F_{max}/N° de linhas, foi dimensionada segundo as equações apresentadas na Tabela 4, garantindo capacidade de separar frequências muito próximas, como engrenamento, sub-harmônicos e bandas laterais moduladas pela rotação. O tempo de amostragem foi calculado conforme as fórmulas para período (P) e número de revoluções, assegurando, como destaca Berry (2010), que o sinal no domínio do tempo contenha um número suficiente de ciclos completos para representar fielmente a vibração do conjunto.

Frequência Máxima	N. Linha	Resolução	Período (P)	Tempo da forma de onda (T)
$4 \cdot f_{defeito}$	$\frac{f_{max}}{R}$	$\frac{1}{T}$	$\frac{1}{RPM}$	$N \text{ revolução} \cdot P$
CPM		CPM/linha	s	s

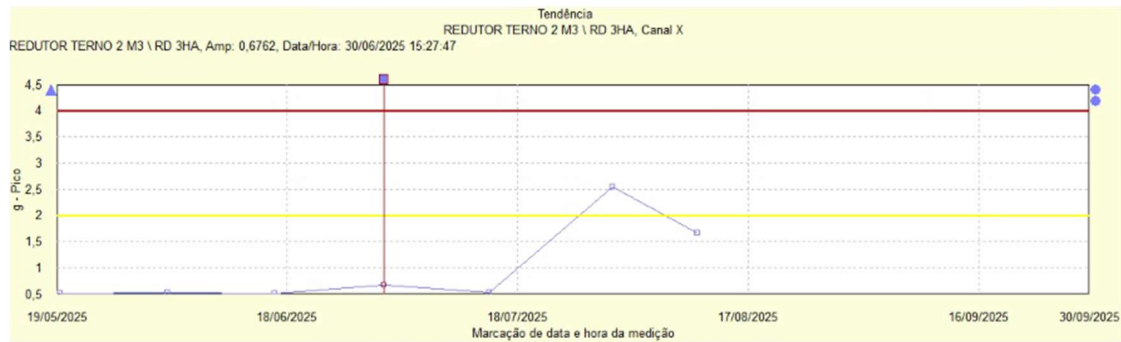
Fonte: Autor, 2025

Após a aquisição, os dados foram processados em software especializado, permitindo observar as frequências de engrenamento, as componentes moduladas e a forma de onda bruta no domínio do tempo, essenciais para validação de comportamentos dinâmicos do conjunto e identificação precoce de falhas.

Análise dos dados e resultados

O redutor vinha sendo monitorado desde sua instalação sem apresentar avarias, com níveis de vibração estável e valores dentro do aceitável. Entretanto, a partir do mês de junho de 2025, observaram-se leves elevações nos sinais de vibração indicando um possível trabalho excessivo de engrenamento do eixo de entrada. A Figura 6 apresenta a linha de tendência da grandeza de velocidade do ponto de medição 03 na horizontal, representando a evolução do valor global de vibração ao longo do tempo.

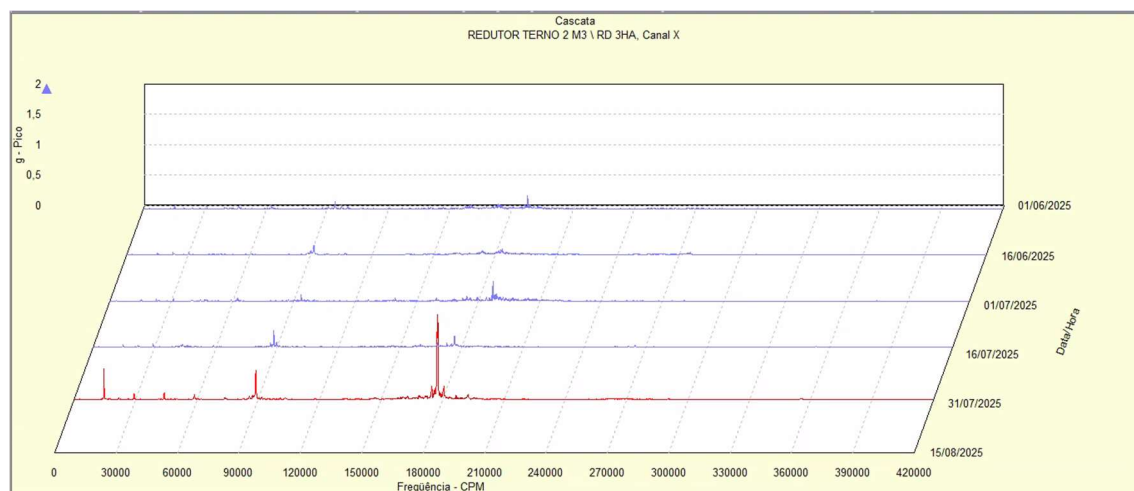
Figura 6 – Linha de tendencia do ponto de medição 03.



Fonte: Autor, 2025.

Assim como na tendência dos valores globais observasse aumento significativo, a Figura 7 cascata de espectro mostra a mudança de comportamento e aumento significativo entre as amplitudes dos picos de frequência característicos do engrenamento entre as últimas medições.

Figura 7 – Cascata espectro de aceleração ponto 03 horizontal.

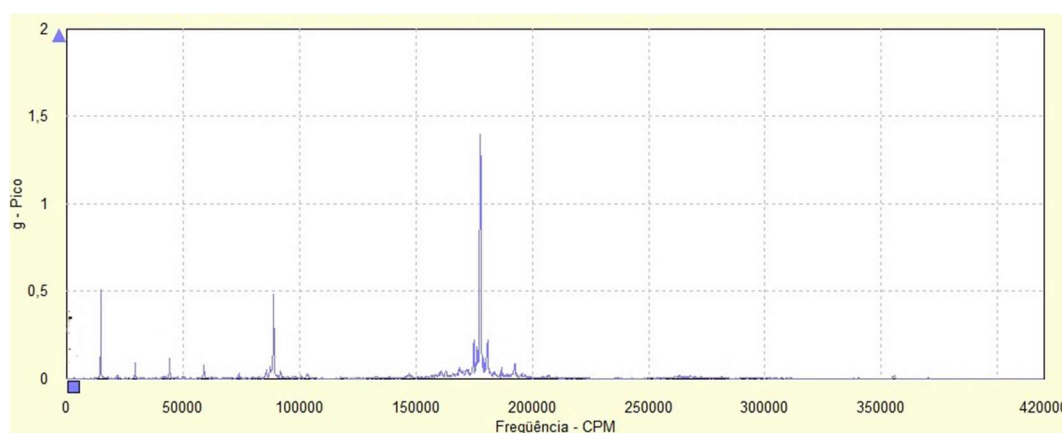


Fonte: Autor, 2025

A Figura 8 apresenta o espectro de aceleração, no qual atinge um valor global de 2,5 g e as frequências característicos de engrenamento estão claramente destacadas, a frequência de engrenamento de entrada se destaca 1 vez e 2 vezes com bandas laterais de 1 vez rotação, a frequência do engrenamento de saída aparece primeiro com 3 harmônicos e baixa amplitudes

comparadas ao engrenamento de entrada, o que pode estar relacionado ao local de medição. As frequências de engrenamento de entrada aparecem bem definidas, com presença de bandas laterais espaçadas de $1 \times$ rotação. Esse padrão é significativo porque bandas laterais são classicamente associadas a modulação de amplitude, fenômeno que, em engrenagens, ocorre quando há variação periódica do erro de transmissão.

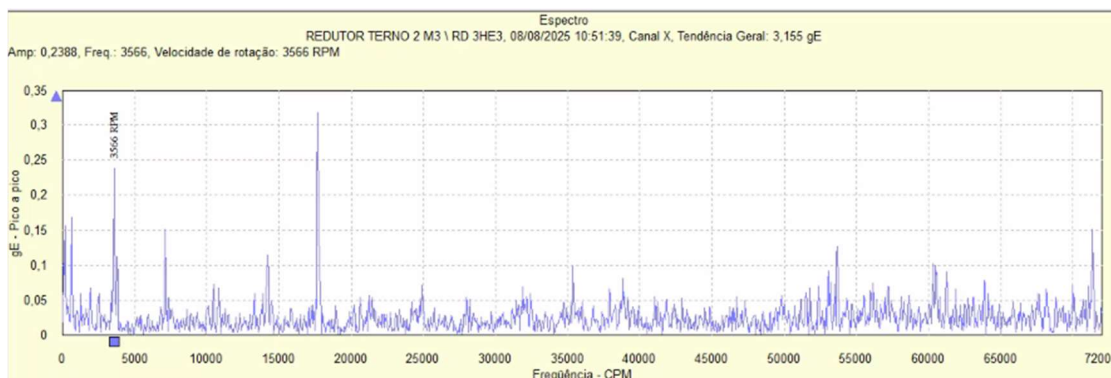
Figura 8 – Espectro de aceleração ponto medição 03 horizontal.



Fonte: Autor, 2025

A presença de picos harmônicos da rotação no espectro de envelope de aceleração, como mostrado na Figura 9, indica uma possível folga no mancal porque esse tipo de padrão é característico de componentes mecânicos que não estão perfeitamente ajustados. Quando há folga nos mancais, partes móveis, como o eixo, podem sofrer pequenos deslocamentos adicionais durante a rotação. Isso resulta em impactos repetitivos e variações na vibração, que se manifestam no espectro como múltiplos harmônicos da frequência de rotação. Esses picos harmônicos são, portanto, um indicativo típico de folgas, pois refletem a repetição cíclica de movimentos anormais ou impactos internos no componente monitorado.

Figura 9 – Espectro de envelope de aceleração



Fonte: Autor, 2025

Durante o monitoramento preditivo, observou-se também no ponto de medição 08 uma evolução nos parâmetros de vibração tanto quanto em velocidade como em aceleração, conforme evidenciado pela linha de tendência apresentada na Figura 10.

Figura 10 – Linha de tendencia do ponto de medição 08.

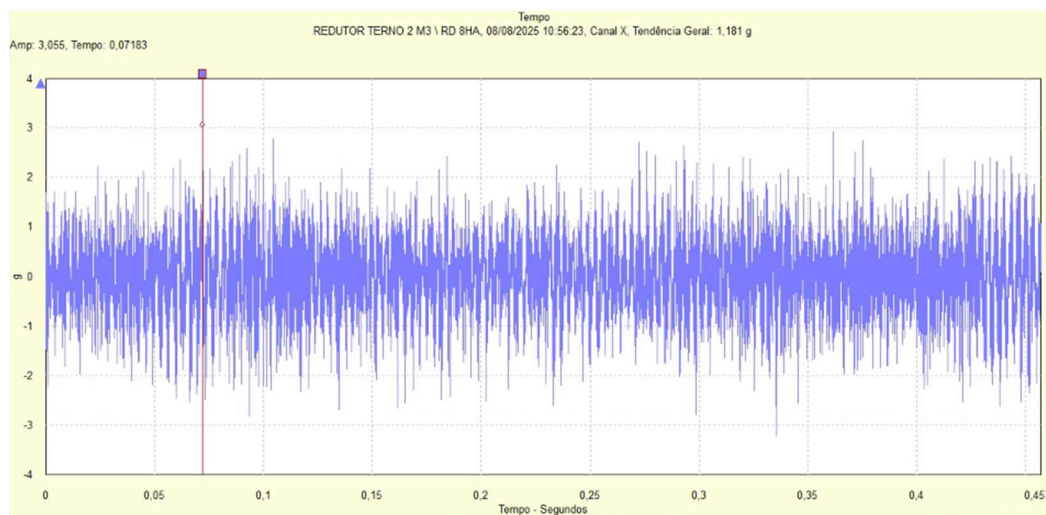


Fonte: Autor, 2025.

A análise da forma de onda no tempo no parâmetro de aceleração, do ponto de medição 08, apresentada na Figura 11, mostra picos espaçados por um intervalo próximo de 16 kCPM. Esse padrão indica que há eventos repetitivos ocorrendo na mesma frequência do engrenamento de saída. A presença desses picos pode ser explicada por dois possíveis motivos: folga excessiva no mancal, que faz com que o eixo tenha movimentações anormais e gere impactos regulares, ou uma fratura em um dos dentes da engrenagem, que também provocaria variações periódicas

na vibração. Em ambos os casos, o comportamento observado reflete problemas mecânicos que afetam a regularidade do movimento do conjunto.

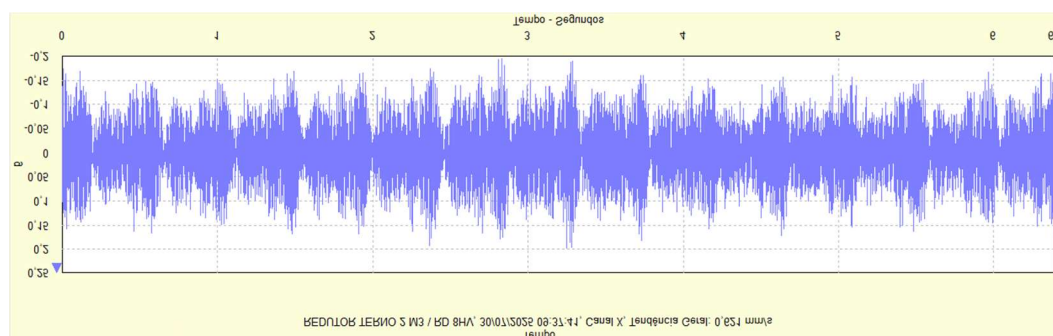
Figura 11 – Sinal da onda no tempo em aceleração ponto de medição 08.



Fonte: Autor, 2025.

Na Figura 12, observa-se a forma de onda bruta no tempo, coletada com tempo de 6,4 segundos em velocidade no ponto de medição 08. Apesar da alta presença de ruído nota a repetição periódica de eventos com tempo aproximado de 0,33 segundos, indicando impactos recorrentes e assimetria no movimento do eixo no caso em questão típico de folgas ou dente de engrenamento quebrado o que reforça o que é visto em aceleração.

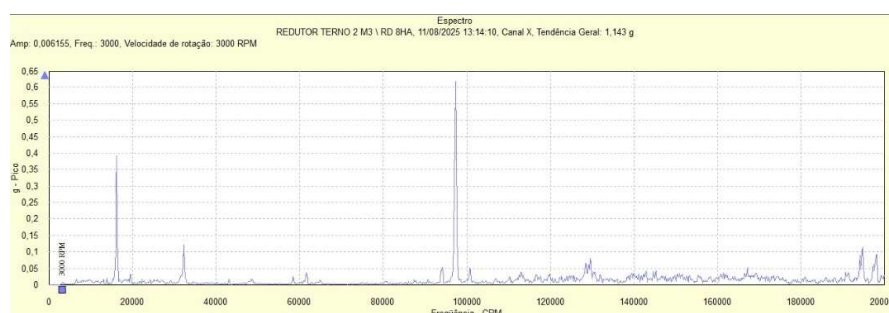
Figura 12 – Forma de onda no tempo ponto 08 horizontal.



Fonte: Autor, 2025.

Na Figura 13, observa-se o espectro de aceleração no parâmetro de 0-pico coletado no ponto 08, em condições de operação normal, com a rotação de entrada de aproximadamente 4000RPM. Nota-se a presença de picos com amplitude elevada em frequências correspondente ao engrenamento de entrada, sugerindo aumento de carga e possível desgaste entre dentes.

Figura 13: Espectro de aceleração ponto 03 horizontais.



Fonte: Autor, 2025.

Com o objetivo de fornecer maior embasamento e complementar os diagnósticos obtidos por meio da análise de vibração, foi realizada uma coleta do óleo lubrificante utilizado no equipamento. A tabela 5 apresenta os dados obtidos, de acordo com as normas ASTM D5185 e ISO 11500/4406:21 essa etapa adicional é fundamental para a confirmação das hipóteses levantadas, uma vez que a análise do óleo pode revelar indícios de desgaste interno, contaminação ou presença de partículas metálicas provenientes de componentes danificados.



Tabela 4 – Resultado da análise de óleo.

		19/09/2025	25/07/2025	02/06/2025	23/04/2025	05/11/2024
CONTAMINAÇÃO	>= 4	0 (ppm)	152.098 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	102.527 (ppm)
	>= 6	0 (ppm)	64.729 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	45.102 (ppm)
	>= 14	0 (ppm)	2.615 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	1.214 (ppm)
	ISO	0	24/23/19	0	0	24/23/17
	SI	4 (ppm)	41 (ppm)	1 (ppm)	1 (ppm)	26 (ppm)
	Na	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	4 (ppm)
	K	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)
	Karl Fischer Coul.	225	500	267	275	107.692
CONDIÇÃO FÍSICA	CSt.	72,3	69	70,7	69,9	71,3
	TAN Colorimétrico	0,292	0,300	0,306	0,296	0,145
	Oxidação - FTIR	3	0	2	2	0
	Visual	I.P / Turva	I.P / Turva	I.P	I.P	I.P / Turva
DESGASTE	Fe	6 (ppm)	29 (ppm)	13	9	102
	Cu	1 (ppm)	15 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)	2 (ppm)
	Al	1 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)	2 (ppm)	7 (ppm)
	Cr	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)
	Pb	1 (ppm)	8 (ppm)	1 (ppm)	1 (ppm)	6 (ppm)
	Sn	2 (ppm)	15(ppm)	3 (ppm)	2 (ppm)	3 (ppm)
	Ni	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)
	Mo	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)
	Ti	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	2 (ppm)
	V	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)
	Mn	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)
	Cd	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)
	Ag	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)
	PQI	2 (ppm)	0 (ppm)	11 (ppm)	6 (ppm)	19 (ppm)
CARGA ADITIVA	P	27 (ppm)	0 (ppm)	7 (ppm)	3 (ppm)	192 (ppm)
	ZN	2 (ppm)	0 (ppm)	7 (ppm)	6 (ppm)	13 (ppm)
	Ca	1 (ppm)	0 (ppm)	1 (ppm)	3 (ppm)	4 (ppm)
	Mg	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	3 (ppm)
	B	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	5 (ppm)
	Ba	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)	0 (ppm)

Fonte: Autor, 2025.

Através da análise de óleo foi identificado um elevado nível de partículas com tamanho superior a 6 μm , bem como um alto índice de contaminação, indicando um possível comprometimento do sistema de lubrificação. Observou-se um aumento expressivo no número de partículas tanto de Sn (estanho), como detectado uma diferença no número de partículas de Cu (cobre), e Cd (cádmio), Sn apresentou crescimento de no número de partículas de aproximadamente 80% em relação à última amostra coletada, sugerindo desgaste acentuado nos mancais, já que esse elemento é característico do material Babbitt qual é feito casquilho do mancal, o que concilia se com o observado nos sinais de envelope harmônicos da rotação.

Além disso, verificou-se um aumento de cerca de aproximadamente 35 % na concentração de Fe (ferro), o que pode estar relacionado ao desgaste das engrenagens cuja liga tratasse de um aço SAE 4340, possivelmente decorrente de um desalinhamento ou ângulo de contato incorreto entre os dentes, o que se relaciona ao sinal de frequência de engrenamento vista nos sinais de vibração. A amostra também apresentou um nível elevado de sujeira e impurezas sólidas e possivelmente perda de carga de aditivos, fator que tende a acelerar o processo de deterioração dos mancais e degradação do óleo que por sua vez pode levar sua perda de eficiência uma vez que a presença de partículas abrasivas no óleo intensifica o atrito e o desgaste superficial — fenômeno comumente descrito pelo princípio de que “partícula gera partícula”.

Com base nos resultados obtidos antes e depois da intervenção corretiva no redutor, torna-se relevante apresentar uma comparação direta entre as condições identificadas em ambos os momentos. A seguir Tabela 5 comparativas com valores globais destacando os principais parâmetros avaliados, o que facilita a visualização das melhorias alcançadas e evidencia a eficácia das ações implementadas.



Tabela 5 – Valores globais obtidos.

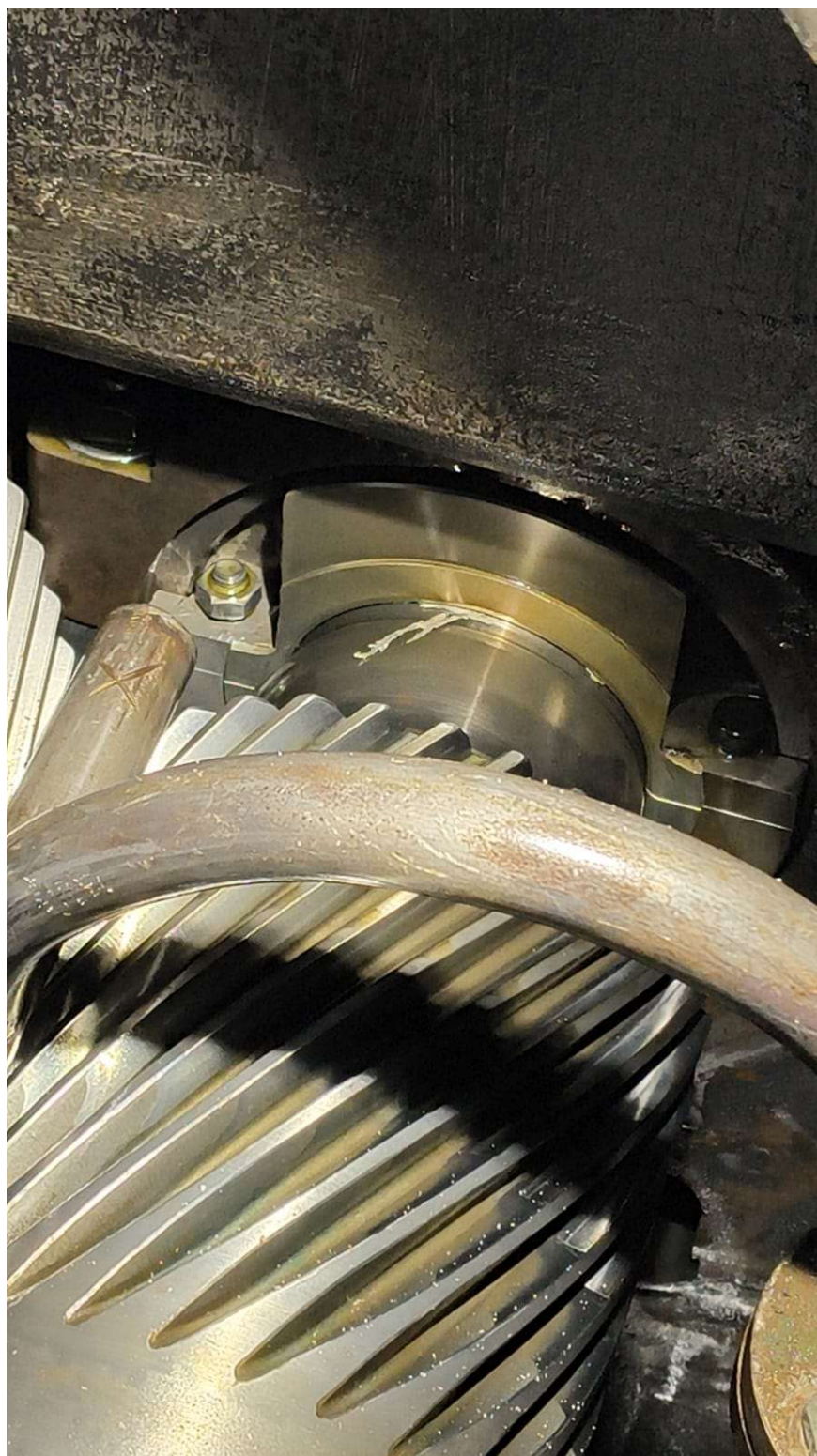
	30/06/2025	14/07/2025	30/07/2025	16/08/2025
Ponto 03 HV	0,41 mm/s	0,49 mm/s	2,4 mm/s	0,3
Ponto 03 HA	0,6 g	0,5 g	2,5 g	0,2 g
Ponto 03 HE	1,9 gE	1,2 gE	5,5 gE	1 gE
Ponto 04 HV	0,4mm/s	0,33 mm/s	1,8 mm/s	0,3
Ponto 04 HA	0,8 g	0,5 g	2,06 g	0,3 g
Ponto 04 HE	2,2 gE	1,72gE	2,75 gE	0,4 gE
Ponto 05 HV	0,3 mm/s	0,4 mm/s	2,1 mm/s	0,3 mm/s
Ponto 05 HA	0,9 g	0,7g	2,3 g	2,2 g
Ponto 05 HE	2,3 gE	1,6 gE	3,4 gE	0,16 gE
Ponto 06 HV	0,2 mm/s	0,3 mm/s	1 mm/s	0,3 mm/s
Ponto 06 HA	1,6 g	0,9 g	3,3 g	1,2 g
Ponto 06 HE	6,5 gE	2,1 gE	4,8 gE	1,6 gE
Ponto 07 HV	0,3 mm/s	0,4 mm/s	2,2 mm/s	0,3 mm/s
Ponto 07 HA	0,7 g	0,6 g	1,4 g	0,2 g
Ponto 07 HE	2,2 gE	1,9 gE	2,15 gE	0,6 gE
Ponto 08 HV	0,4 mm/s	0,4 mm/s	1,6 mm/s	0,5 mm/s
Ponto 08 HA	0,9 g	0,6 g	1,2 g	0,5 g
Ponto 08 HE	3 gE	2 gE	2,23 gE	1,1 gE

Fonte: Autor, 2025.

De acordo com a norma ISO 20816-3, que estabelece critérios para a avaliação de vibração em máquinas industriais de médio porte montadas rigidamente, valores de velocidade em RMS superiores a 1,4 mm/s já indicam condição de alerta, sugerindo possível redução no tempo de operação seguro e risco de danos à vida útil do equipamento; contudo, embora a comparação com os valores da tabela permita identificar tais situações, é fundamental não se basear apenas no valor global de vibração, pois ele representa uma média de todo o sinal e pode mascarar fenômenos específicos, levando a interpretações equivocadas, sendo necessária uma análise complementar no domínio do tempo e no espectro de frequências para um diagnóstico confiável.

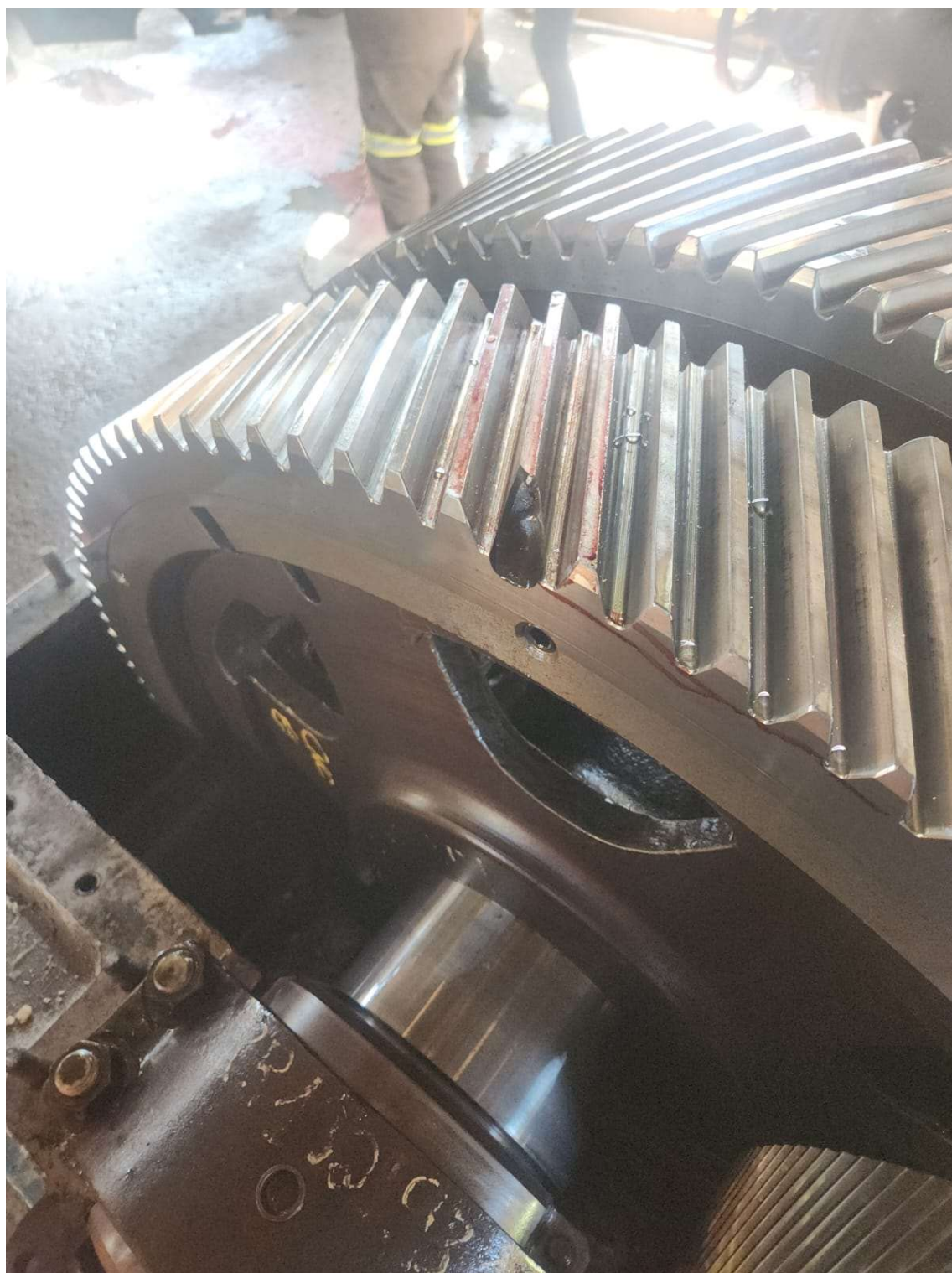
Durante a inspeção física do equipamento, após a desmontagem, foi constatada a presença de material arrastado no mancal de entrada do redutor ponto de medição 03, conforme evidenciado na Figura 14, e uma fratura em um dos dentes da engrenagem do eixo de saída, ilustrado na Figura 15.

Figura 14: Foto do mancal de entrada do redutor.



Fonte: Autor, 2025.

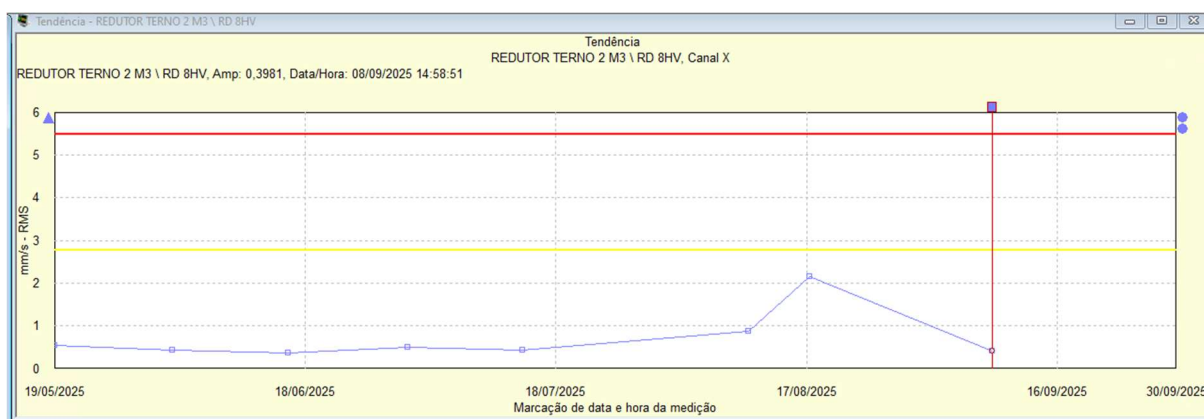
Figura 15: Foto do engrenamento com dente fraturado.



Fonte: Autor, 2025.

Após a intervenção da manutenção corretiva e substituição do redutor, foi realizada nova medição, cujo resultados são apresentados na Figura 16. Nela, verifica-se a redução significativa do nível global de vibração, sem picos de frequência com amplitudes elevada, o que confirma a eliminação da anomalia previamente detectada.

Figura 16: Linha de tendência do ponto de medição 08 após substituição do redutor



Fonte: Autor, 2025.

Avaliando o tempo de parada, faz-se a comparação entre duas situações distintas, ambas utilizando o mesmo modelo de equipamento, em condições de operação semelhante. No primeiro cenário, mesmo após a identificação do problema, optou-se por manter o equipamento em operação, o que resultou em uma falha catastrófica Figura 17 e consequente parada de 5 horas. No segundo caso, a decisão estratégica de interromper o funcionamento imediatamente após a detecção da anomalia permitiu uma intervenção corretiva rápida, limitando o tempo de parada a apenas 1,5 hora.

Figura 17 - Imagem redutor falha catastrófica



Fonte: Autor, 2025.

Não foi possível realizar uma avaliação comparativa dos custos entre as duas situações, uma vez que o redutor que apresentou falha catastrófica tornou-se sucata. Por outro lado, no segundo caso, cujos dados são discutidos neste trabalho, o equipamento pôde ser encaminhado para reforma e revisão.

Conclusão

As inspeções realizadas proporcionaram evidências sólidas, confirmando o diagnóstico previamente apontado pela análise de vibração. O acompanhamento contínuo, utilizando espectros de aceleração e formas de onda, mostrou-se especialmente eficaz para identificar precocemente irregularidades no redutor, mesmo com a rotação variando devido ao vapor, importante reforçar a medições devem ser realizadas sempre no mesmo ponto. Além disso, o monitoramento sistemático desses parâmetros permite não apenas detectar falhas, mas também acompanhar a evolução de potenciais problemas, favorecendo intervenções rápidas e assertivas.

Os resultados da análise de óleo feita reforçam a importância do monitoramento contínuo da condição do óleo e dos componentes lubrificados, bem como da implementação de práticas corretivas, como a filtragem do fluido, revisão do sistema de vedação e inspeção do alinhamento dos conjuntos mecânicos, a fim de evitar falhas prematuras e aumentar a confiabilidade do equipamento.

É altamente recomendável que a empresa adote análise por boroscopia no plano de manutenção, a fim de verificar as condições internas dos componentes dos redutores deste tipo devido a sua alta exigência de carga de trabalho, que pequenos desvios internos podem se propagar de maneira acentuada desde trincas a fraturas, como desgaste ao arraste de material.

Essas práticas, somadas à configuração de medição ajustada de acordo com as especificidades dos componentes mecânicos do equipamento, são fundamentais para elevar a confiabilidade das operações.

Os casos analisados demonstram que a tomada de decisão após a identificação precoce do problema impacta diretamente nos custos e na gravidade das consequências, ressaltando a importância do monitoramento contínuo e da intervenção estratégica, assim recomendasse que a partir da detecção de sinais de falha por meio das técnicas de vibração, realizar a parada

programada afim de avaliar integridade de componentes internos, para evitar falhas catastróficas e otimizar a vida útil dos equipamentos.

Além dos custos associados às intervenções e à manutenção, é imprescindível considerar o aspecto da segurança das pessoas que atuam junto aos equipamentos industriais. Uma falha catastrófica não se limita apenas a prejuízos materiais, podendo também comprometer a integridade física e a saúde dos trabalhadores presentes nas proximidades dos equipamentos. Os casos analisados evidenciam que, em situações de falha grave, a presença de pessoas próximas ao equipamento poderia resultar em acidentes significativos. Tal constatação reforça a relevância do monitoramento contínuo e da detecção antecipada de falhas como estratégias fundamentais para mitigar riscos operacionais e preservar a segurança dos profissionais envolvidos nas operações industriais.

Referências

ANDRADE, F. A.; ESAT, I.; BADI, M. N. M. A new approach to time-domain vibration condition monitoring: gear tooth fatigue crack detection and identification by the Kolmogorov–Smirnov test. **Journal of Sound and Vibration**, v. 240, n. 5, p. 909–919, 2001. DOI: 10.1006/jsvi.2000.3290.

BERRY, James E. **Predictive Maintenance and Vibration Signature Analysis III**. Charlotte, NC: Technical Associates of Charlotte, P.C., 2010.

CHU, Thuy; NGUYEN, Tan; YOO, Hyunsang; WANG, Jihoon. A review of vibration analysis and its applications. **Heliyon**, v. 9, n. 2, e13221, 2023. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e13221>.

FENG, Ke; NI, Qing; BEER, Michael; DU, Haiping; LI, Chuan. A novel similarity-based status characterization methodology for gear surface wear propagation monitoring. **Tribology International**, v. 174, p. 107765, 2022. DOI: 10.1016/j.triboint.2022.107765.

FENG, Zhipeng; MA, Haoqun; ZUO, Ming J. Vibration signal models for fault diagnosis of planet bearings. **Journal of Sound and Vibration**, v. 370, p. 175–195, 2016. DOI: 10.1016/j.jsv.2016.01.041.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration — Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ**. ISO 20816-3:2022. Geneva: ISO, 2022.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Condition monitoring and diagnostics of machines — Vibration condition monitoring — Part 1: General procedures.** ISO 13373-1:2012. Geneva: ISO, 2012.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Condition monitoring and diagnostics of machines — General guidelines.** ISO 17359:2018. Geneva: ISO, 2018.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Mechanical vibration — Measurement of vibration on ships — Guidelines for measurement, evaluation and reporting.** ISO 19283:2017. Geneva: ISO, 2017.

DAVIES, A. (Ed.). **Handbook of condition monitoring: techniques and methodology** [eBook]. Dordrecht: Springer Science+Business Media, 1998. ISBN 978-94-011-4924-2. DOI: 10.1007/978-94-011-4924-2.

KARDEC A., NASCIF J. **Manutenção: função estratégica.** 5.ed, Rio de Janeiro: Qualitymark, 2019.

NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva. Volume 1.** 9. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2018.

MARQUES, Ana Claudia; BRITO, Jorge Nei. Importância da manutenção preditiva para diminuir o custo em manutenção e aumentar a vida útil dos equipamentos. **Brazilian Journal of Development**, Curitiba, v. 5, n. 7, p. 8913–8923, jul. 2019. DOI: 10.34117/bjdv5n7-095.

MILOVANČEVIĆ, Miloš; NIKOLIĆ, Vlastimir; ANDELKOVIĆ, Boban. Analyses of the most influential factors for vibration monitoring of planetary power transmissions in pellet mills by adaptive neuro-fuzzy technique. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 82, p. 356–375, 2017. DOI: 10.1016/j.ymssp.2016.05.028.

ORHAN, Sadettin; AKTÜRK, Nizami; ÇELİK, Veli. Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies. **NDT & E International**, v. 39, p. 293–298, 2006. DOI: 10.1016/j.ndteint.2005.08.008.

OLIVEIRA, Luciano Figueiredo; BRITO, Lucas Costa; DANTAS, Caio do Carmo; GODINHO, Hermes Dias; BRITO, Jorge Nei. Avaliação de técnicas preditivas por análise de vibração para monitoramento da condição de redutores planetários. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA E INDUSTRIAL – CONEMI, 24., 2024, Manaus. **Anais...** Manaus: IFAM-CMC, 2024. Disponível em: Even3 Publicações. Acesso em: 26 out. 2025.

PEETERS, Cédric; ANTONI, Jérôme; HELSEN, Jan. Blind filters based on envelope spectrum sparsity indicators for bearing and gear vibration-based condition monitoring. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 138, p. 106556, 2020. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106556.

Popescu, T. D.; Aiordachioaie, D.; Culea-Florescu, A. Signal Processing in Vibration Analysis with Applications in Predictive Maintenance of Rotating Machines. **International Journal On Advances in Systems and Measurements**, v. 13, n. 1 & 2, p. 119-130, 2020.

Disponível em:

https://personales.upv.es/thinkmind/SysMea/SysMea_v13_n12_2020/sysmea_v13_n12_2020_11.html. Acesso em: dia mês ano.

PRATYUSHA, Lakshmi; PRIYA, Shanmukha; NAIDU, V. P. S. Bearing Health Condition Monitoring: Time Domain Analysis. **International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering**, v. 3, ed. especial 5, p. 75–82, dez. 2014. ISSN 2320-3765 (impresso), 2278-8875 (online). Disponível em: scispace.com.

RIBEIRO, Rafael Martins; CÂMARA, Marcelo Araujo. Estudo do comportamento tribológico do par liga Babbitt – aço ABNT 1045 quando variadas a espessura e a rugosidade do revestimento. **Revista Matéria**, v. 25, n. 2, e-12661, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1590/S1517-707620200002.1061>

SHAO, Yimin; MECHEFSKE, Chris K. Gearbox vibration monitoring using extended Kalman filters and hypothesis tests. **Journal of Sound and Vibration**, v. 325, p. 629–648, 2009. DOI: 10.1016/j.jsv.2009.03.029.