

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA ELÉTRICA**

**Sistema de monitoramento e
diagnóstico de comando de válvula em
motores à combustão interna**

Frederico de Oliveira Assunção

Itajubá, agosto de 2024

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA ELÉTRICA**

Frederico de Oliveira Assunção

**Sistema de monitoramento e
diagnóstico de comando de válvula em
motores à combustão interna**

**Tese submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Elétrica como
parte dos requisitos para obtenção do Título
de Doutor em Ciências em Engenharia
Elétrica.**

**Área de Concentração: Automação e
Sistemas Elétricos Industriais**

**Orientador: Prof. Dr. Luiz Eduardo Borges
da Silva**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Helcio Francisco
Villa-Nova**

**Itajubá
2024**

Agradecimentos

Agradeço à bondade do Senhor Deus em seus mistérios de desenhar a vida e os caminhos lindos para o céu dos seus eleitos.

Agradeço a minha família de origem e atual em seu gesto carinhoso em me fazer seguir.

Agradeço aos Profs. Dr. Luiz Eduardo Borges da Silva e Dr. Helcio Francisco Vila-Nova pelo acolhimento, carinho e talentos empenhados na orientação deste trabalho.

Agradeço ao amigo Erik Bonaldi pela vocação ímpar de empenhar suas capacidades em empreender e acolher bondosamente àqueles que se empenham em ser responsáveis e justos às oportunidades dadas.

Agradeço ao professor Germano Lamber-Torres pelo pioneirismo na busca de provimentos e oportunidades de pesquisa e desenvolvimento, dentre as quais desde os meus primeiros passos na academia pude usufruir e persistir no ímpeto de pesquisar e desenvolver novas soluções.

Agradeço à ANEEL, que por meio de seu Programa de Pesquisa e Desenvolvimento que conduziu dentro de seus requisitos a titulação objeto desse trabalho.

Agradeço a Usina Termelétrica Rio Amazonas Energia S.A. RAESA, pelo apoio prestado para a realização deste trabalho e abertura às discussões acerca do monitoramento preditivo de motores à combustão interna.

Agradeço aos amigos Carlos Teixeira e Adriano Augusto pela honrosa colaboração no hardware e software dos medidores de pressão e posição das válvulas.

Por fim, agradeço a todos que de alguma forma colaboraram na execução deste trabalho.

Resumo

O desenvolvimento de tecnologias para monitoramento e diagnóstico de motores de combustão interna é crucial para melhorar a eficiência, reduzir falhas e mitigar impactos ambientais. Este trabalho aborda a implementação de um sistema inovador de monitoramento online das válvulas de admissão e escape, utilizando sensores de pressão intracilindro e de posição das válvulas sincronizados com o eixo virabrequim. A metodologia proposta permite a detecção precoce de falhas nas válvulas por meio da análise de parâmetros específicos como a área de deslocamento da válvula, o tempo de permanência em posições máximas e mínimas, e a inclinação dos deslocamentos. Tais parâmetros foram cuidadosamente processados para diferenciar entre condições normais e diversas falhas, como desgaste excessivo, perda de ajuste e carbonização das válvulas. A análise é baseada em um laboratório de modelo reduzido, onde diversos cenários operacionais foram simulados, demonstrando a eficácia da metodologia para identificar anomalias com precisão e propor correções preventivas. A proposta inclui a integração dessas medidas com o sistema de controle de injeção de combustível, possibilitando ajustes em tempo real para otimizar a combustão, reduzir emissões e prolongar a vida útil dos componentes. Este estudo contribui, significativamente, para a evolução das práticas de manutenção preditiva, especialmente em motores de grande porte, como os utilizados na geração de energia e no transporte marítimo, onde a eficiência e a confiabilidade são essenciais.

Abstract

The development of technologies for monitoring and diagnosing internal combustion engines is crucial for improving efficiency, reducing failures, and mitigating environmental impacts. This work addresses the implementation of an innovative online monitoring system for intake and exhaust valves, utilizing in-cylinder pressure sensors and valve position sensors synchronized with the crankshaft. The proposed methodology enables early detection of valve failures by analyzing specific parameters such as valve displacement area, time spent in maximum and minimum positions, and slope of displacements. These parameters were carefully processed to distinguish between normal conditions and various failures, such as excessive wear, loss of adjustment, and valve carbonization. The analysis is based on a scaled-down laboratory model where various operational scenarios were simulated, demonstrating the methodology's effectiveness in accurately identifying anomalies and proposing preventive corrections. The proposal includes integrating these measures with the fuel injection control system, allowing real-time adjustments to optimize combustion, reduce emissions, and extend component lifespan. This study significantly contributes to the evolution of predictive maintenance practices, particularly in large engines such as those used in power generation and maritime transport, where efficiency and reliability are essential.

Lista de ilustrações

Figura 1 - Componentes de comando da válvula em um motor a combustão	12
Figura 2 - Curva de pressão intracilindro.....	28
Figura 3 - Gerador C90D6B Cummins.....	33
Figura 4 - Dimensões do gerador.....	34
Figura 5 - Instalação do gerador para o laboratório de modelo reduzido.....	35
Figura 6 - Instalações para os atenuadores de ruído do gerador.....	35
Figura 7 - Instalações dos atenuadores de ruído do gerador.	36
Figura 8 - Instalações dos atenuadores de ruído e fixação do gerador.	36
Figura 9 - Teste de avaliação das formas internas do cabeçote do motor.....	37
Figura 10 - Tubo de interligação entre a câmara de combustão e o lado externo do cabeçote.....	38
Figura 11 - Terminação do tubo para fixação do adaptador Thompson.....	38
Figura 12 - Detalhes do tubo de tomada de pressão e vedações.....	39
Figura 13 - Detalhes do furo adicional no cabeçote para acesso à câmara de combustão.	39
Figura 14 - Motor da unidade geradora sem o cabeçote original.	40
Figura 15 - Cabeçote sendo instalado junto ao motor do laboratório de modelo reduzido.....	41
Figura 16 - Mangueira de entrada de ar no Intercooler ajustada.	41
Figura 17 - Tampas desenvolvidas para substituir as originais e permitir a passagem do tubo de tomada de pressão intracilindro.....	42
Figura 18 - Adaptador Thompson instalado junto aos tubos de tomada de pressão.	42
Figura 19 - Sensores de pressão instalados nos adaptadores Thompson e caixas de proteção instaladas.	43
Figura 20 - Carga elétrica (banco de resistência) aplicada ao carregamento da unidade geradora.....	44
Figura 21 - Painel de seccionamento de energia do gerador e acionamento de cargas.....	44
Figura 22 - Laboratório de modelo reduzido para testes de válvulas de admissão e escape.....	45
Figura 23 - Célula sensora de pressão piezoresistiva.....	46
Figura 24 - Esquema da célula sensora e ligações.	46

Figura 25 - Esquema da placa eletrônica de condicionamento, aquisição sincronizada e comunicação.....	47
Figura 26 - Placa eletrônica do sensor de pressão intracilindro desenvolvido.....	47
Figura 27 - Detalhes do sensor de pressão desenvolvido.....	48
Figura 28 - Gabinete do sensor de pressão intracilindro desenvolvido.....	48
Figura 29 - Encoder incremental de alta resolução aplicado ao sincronismo.	49
Figura 30 - Eixo projetado pra fixação do encoder diretamente na polia do motor.	49
Figura 31 - Encoder instalado junto ao eixo do motor.....	49
Figura 32 - Desenho do sensor de posição angular das válvulas de admissão e escape.....	50
Figura 33 - Detalhes do sensor de posição angular resistivo.	51
Figura 34 - Imagens do sensor de posição angular utilizado.....	51
Figura 35 - Montagens mecânicas dos sensores de posição das válvulas de admissão e escape.	52
Figura 36 - Montagem dos sensores de posição das válvulas montados no laboratório de modelo reduzido.	52
Figura 37 - Esquema da placa de aquisição, condicionamento e comunicação do sensor de posição das válvulas de admissão e escape.	53
Figura 38 - Sensores de pressão intracilindro instalados no laboratório de modelo reduzido.....	54
Figura 39 - Curvas obtidas no software de aquisição dos dados de pressão intracilindro sincronizados.....	55
Figura 40 - Curvas obtidas no software de aquisição dos dados de pressão intracilindro sincronizados.....	55
Figura 41 - Simulação para falha de injeção em um cilindro.....	56
Figura 42 - Curva de pressão intracilindro com o sensor desenvolvido para o cilindro com perda de injeção.....	57
Figura 43 - Curva de velocidade instantânea para o motor sem falha e com perda de ajuste da válvula de admissão em um cilindro.....	57
Figura 44 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição nominal de ajuste da válvula.....	58
Figura 45 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula estrangulada.	59

Figura 46 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula solta.	59
Figura 47 - Sensor de ultrassom utilizado para comparação ao sensor de posição desenvolvido para monitoramento das posições das válvulas.....	60
Figura 48 – Sinais de comparação entre a medição com sensor de posição e ultrassom.	60
Figura 49 - Imagem do software Marprime para aquisição de ultrassom para o motor operando com gás diesel.	61
Figura 50 - Sensores de pressão intracilindro e posição das válvulas no motor 18V46 na UTE Raesa.....	62
Figura 51 - Sensor de posição do eixo instalado no motor 18V46 na UTE Raesa.....	62
Figura 52 - Curva de pressão intracilindro obtida e compressão coincidindo com o TDC.	63
Figura 53 - Curva de pressão intracilindro obtida para várias condições de operação.....	63
Figura 54 - Detalhe da análise de diferença angular entre a compressão e a pressão máxima.....	64
Figura 55- Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição nominal de ajuste da válvula e pontos de monitoramento.....	65
Figura 56 - Área de cada ciclo para a condição nominal da válvula.....	66
Figura 57 - Área acima do levante máximo por ciclo.....	67
Figura 58 - Área abaixo da posição de mínimo	67
Figura 59 - Tempo em máximo deslocamento	68
Figura 60 - Tempo em mínimo deslocamento.....	68
Figura 61 - Inclinação para o deslocamento em mínimo	69
Figura 62 - Inclinação para o deslocamento em máximo.....	69
Figura 63 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula presa.	70
Figura 64 - Área de cada ciclo	70
Figura 65 - Área acima do levante máximo por ciclo.....	71
Figura 66 - Área abaixo da posição de mínimo	72
Figura 67 - Tempo em máximo deslocamento	72
Figura 68 - Tempo em mínimo deslocamento.....	73
Figura 69 - Inclinação para o deslocamento em mínimo	73

Figura 70 - Inclinação para o deslocamento em máximo.....	74
Figura 71 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula solta.	74
Figura 72 - Área de cada ciclo	75
Figura 73 - Área acima do levante máximo por ciclo.....	76
Figura 74 - Área abaixo da posição de mínimo	76
Figura 75 - Tempo em máximo deslocamento	77
Figura 76 - Tempo em mínimo deslocamento.....	77
Figura 77 - Inclinação para o deslocamento em mínimo	78
Figura 78 - Inclinação para o deslocamento em máximo.....	78

Lista de tabelas

TABELA 1: Consumo do gerador.	34
------------------------------------	----

Sumário

Agradecimentos	3
Resumo.....	4
Abstract	5
Lista de ilustrações.....	6
Lista de tabelas.....	10
Sumário	11
1 Introdução.....	11
1.1 Contextualização	11
1.2 Revisão bibliográfica	13
1.3 Objetivos	15
2 Modelos de pressão intracilindro e válvulas de admissão e escape.....	17
2.1 Válvulas de admissão e escape	17
2.2 Equação de energia do sistema aberto.....	20
2.2 Pressão intracilindro.....	28
3 Desenvolvimentos para validação da proposta	33
3.1 Laboratório de modelo reduzido para medição da pressão intracilindro	33
3.1.1 Motor do Gerador Cummins C90D6B	33
3.1.2 Cabeçote com ponto de medição de pressão intracilindro	37
3.1.3 – Carga elétrica acoplada ao gerador.....	43
3.2 Laboratório de modelo reduzido para medição de posição das válvulas de admissão e escape	45
3.3 Sensor de pressão intracilindro.....	46
3.4 Sensor de posição do eixo virabrequim	49
3.5 Sensores de posição das válvulas de admissão e escape.....	50
4 Resultados	54
4.1 Medidas de pressão intracilindro no laboratório.....	54
4.2 Medidas de posição das válvulas de admissão e escape no laboratório	58
5 Aplicações práticas para a metodologia proposta	62
6 Conclusões.....	80
6 Trabalhos futuros	83
Referências Bibliográficas	85
Anexo 1 – Artigo publicado	87

1 Introdução

1.1 Contextualização

Motores de combustão interna são objeto de diversas diretrizes de desenvolvimento, pois representam uma grande parcela dos componentes de tração e geração de energia. Com a crescente crise dos combustíveis fósseis e o aumento do interesse ambiental na redução de emissões de gases prejudiciais, torna-se crucial otimizar cada vez mais a eficiência dos processos de combustão. Na literatura acadêmica, existem diversos trabalhos focados em opções de motores movidos a combustíveis renováveis; no entanto, há muitas iniciativas para promover uma eficiência cada vez maior no uso de combustíveis em motores de combustão interna. Essas iniciativas têm proporcionado um crescimento sustentável no consumo e na redução das emissões, com controle cada vez mais eficiente das queimas.

Os motores de combustão interna de grande porte têm seus investimentos cada vez mais direcionados para combustíveis fósseis mais baratos e com maior poder calorífico. Esses investimentos, entretanto, muitas vezes se limitam à oferta desses combustíveis no ponto de consumo, aos tempos de retorno na aquisição ou ao upgrade dos ativos.

Os maiores motores são normalmente encontrados em grandes embarcações marítimas ou em geradores de energia. Em ambos os cenários, as tecnologias de controle receberam, nos últimos anos, a automação dos processos de injeção, considerando também os momentos mecânicos dos pistões e as medições de temperatura de admissão, potência exigida e condições dos gases de exaustão. Essas medidas contribuíram para a eficiência no uso do combustível e para a redução das emissões de gases geradores de efeito estufa e de chuvas ácidas.

Ainda assim, apesar dos investimentos, os fabricantes de motores e pesquisadores encontram limites técnicos para a realização de novos investimentos que garantam uma melhor condição de queima na combustão dos motores. Esses limites estão geralmente relacionados à capacidade de monitoramento dos eventos

de queima ou às condições de fluxo de massa para o interior da câmara através das válvulas e à saída dos gases através das válvulas de exaustão.

A operação das válvulas de admissão é fundamental para o desenvolvimento das funções de formação da estanqueidade da câmara e, mais importante ainda, para a eficiência volumétrica, que é responsável por garantir o escoamento de massa para o interior do cilindro e a saída em instantes bem definidos, sincronizados com as posições do pistão no cilindro.

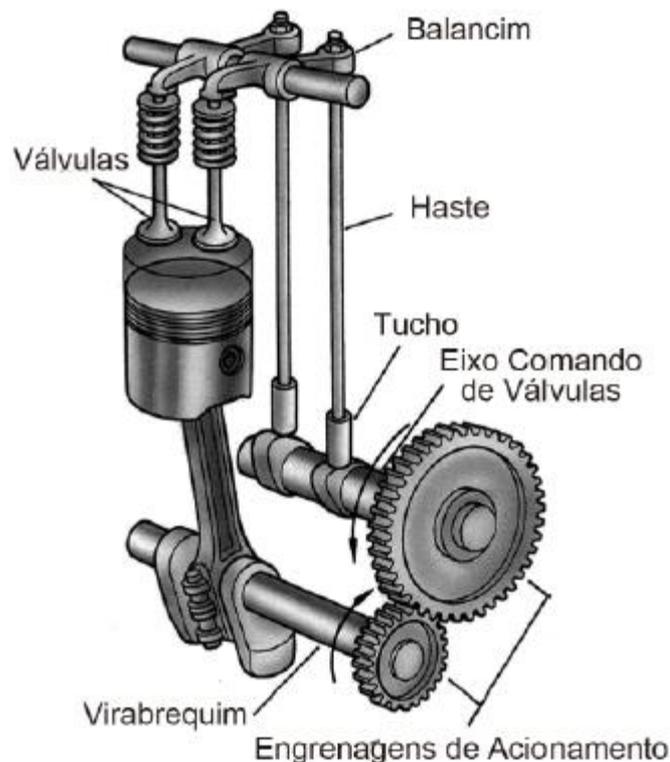


Figura 1 - Componentes de comando da válvula em um motor a combustão

A grande maioria dos motores realiza a atuação dessas válvulas com sincronismo direto do giro do motor, através de componentes com relação padrão de velocidade (Figura 1). Entretanto, as válvulas possuem dinâmicas definidas e invariáveis para diferentes condições de operação do motor, o que limita os graus de abertura e fechamento às condições de ajuste. Essa condição técnica impõe diversas limitações para a melhoria da performance de queima e, portanto, vem sendo alvo de investimentos para o desenvolvimento de atuações independentes, com graus de ajuste dinâmicos em função da condição de exigência do motor. Essas técnicas encontram desafios econômicos e físicos na sua implementação e têm sido desenvolvidas de forma lenta.

Outra medida para ajuste da condição operacional dos motores é a observação online da condição de queima e da conservação dos componentes mecânicos das válvulas. Essa estratégia pode estabelecer ajustes online no ponto de injeção de motores, como bicos injetores pilotados eletronicamente, em motores a combustão com injeção eletrônica de diesel, gás ou gás-diesel. Como o fluxo de massa pode ser monitorado a qualquer momento por medidas online e diretas da válvula, ajustes no instante de injeção podem ser adiantados ou atrasados automaticamente, corrigindo para dinâmicas mais adequadas para a melhor condição de queima, antes da parada e correção dos ajustes, ou reparação das condições irregulares de operação.

1.2 Revisão bibliográfica

A operação das válvulas de admissão e escape em motores de combustão interna é um fator determinante para a eficiência e o desempenho desses motores. Tradicionalmente, a literatura sobre o tema tem se concentrado em técnicas de monitoramento para fins de controle das válvulas, visando otimizar o fluxo de ar e gases de escape para maximizar a eficiência da combustão e reduzir as emissões [1] [2]. No entanto, pouco se tem explorado sobre o uso dessas técnicas para o diagnóstico precoce de falhas, como o desgaste ou o desajuste das válvulas, o que representa uma lacuna significativa na pesquisa existente.

Uma das principais técnicas discutidas na literatura é o uso de sensores de pressão intracilindro, que têm se mostrado eficazes para o controle do processo de combustão. Esses sensores permitem monitorar a pressão dentro do cilindro em tempo real, ajustando a injeção de combustível para melhorar a eficiência. No entanto, sua aplicação para fins de diagnóstico, como a detecção de falhas nas válvulas, é limitada e raramente explorada [3] [6]. A dependência desses sensores de uma calibração precisa e a interpretação complexa dos dados são desafios que dificultam sua aplicação em diagnósticos, especialmente em motores de grande porte operando em condições extremas de pressão e temperatura [6].

Além disso, técnicas como o monitoramento por ultrassom, que têm sido sugeridas para o controle das válvulas, também enfrentam limitações significativas quando aplicadas ao diagnóstico. O uso de ultrassom pode ser comprometido por ruídos ambientais, especialmente em motores a gás, onde o ruído de operação interfere diretamente na qualidade dos sinais coletados [4] [7]. Esse ruído pode mascarar os sinais de falhas nas válvulas, tornando o diagnóstico impreciso ou até inviável. Essa limitação é particularmente crítica em ambientes industriais, onde o diagnóstico preciso é essencial para evitar falhas catastróficas. Estudos mostram que, apesar das melhorias nas técnicas de ultrassom, sua eficácia para monitoramento em tempo real em ambientes ruidosos ainda é um desafio não resolvido [7] [9].

A maior parte dos estudos na literatura foca no controle das válvulas e não no diagnóstico de suas condições. Isso resulta em uma falta de abordagens críticas que considerem os desafios de aplicar essas técnicas em um contexto de manutenção preditiva. Por exemplo, o controle das válvulas com base na posição ou na pressão intracilindro tem mostrado eficácia na otimização da combustão, mas a capacidade dessas técnicas de identificar precocemente o desgaste ou o desajuste das válvulas ainda é pouco investigada [5].

Particularmente, pesquisas que exploram o desgaste e os modos de falha das válvulas indicam que, com o passar do tempo, o desgaste excessivo pode levar a uma perda de estanqueidade e, conseqüentemente, a uma diminuição na eficiência do motor [9] [13]. Esses estudos destacam a importância de uma monitorização contínua, mas, novamente, se concentram mais em métodos de controle do que em diagnósticos preventivos.

O presente trabalho propõe uma abordagem inovadora que vai além do controle, utilizando o monitoramento das válvulas de admissão e escape com o objetivo específico de diagnóstico. Ao focar na detecção precoce de variações causadas por perdas de ajuste ou desgaste das válvulas, esta proposta visa prolongar a vida útil dos motores e aumentar sua eficiência, contribuindo assim para a redução das emissões de gases de efeito estufa. A combinação de sensores de pressão intracilindro e de posição das válvulas com uma análise crítica dos dados coletados

promete oferecer um diagnóstico mais preciso, superando as limitações das técnicas atualmente utilizadas na indústria [6] [9].

Em resumo, enquanto a literatura atual se concentra principalmente no controle das válvulas para otimização da combustão, este trabalho se diferencia ao aplicar essas técnicas para o diagnóstico, abordando as lacunas existentes e propondo soluções para os desafios enfrentados em ambientes operacionais ruidosos e variáveis. As contribuições desse trabalho não apenas expandem o escopo das técnicas de monitoramento, mas também introduzem uma abordagem crítica e prática para o diagnóstico preditivo de falhas em motores de combustão interna.

1.3 Objetivos

Com base na revisão bibliográfica, sugere-se que a dinâmica dos sistemas de admissão e escapamento afeta significativamente o desempenho do motor. Os parâmetros do sistema de admissão desempenham um papel crucial na eficiência da combustão. A medição online da pressão intracilíndrica e da posição das válvulas de admissão e escape, em relação à posição do virabrequim, permite a detecção preditiva de falhas na combustão, desalinhamentos ou defeitos nas válvulas. Além disso, possibilita o ajuste online da injeção de combustível para manter a eficiência do motor, garantindo uma combustão eficaz e o controle das emissões de gases de efeito estufa. Portanto, a hipótese de um sistema de medição online, referenciado pela posição do virabrequim, será testada neste trabalho para monitoramento e diagnóstico das válvulas de admissão e escape em motores de combustão interna. O objetivo é otimizar a performance do motor por meio de ajustes precisos, identificar os momentos ideais para manutenção dos componentes das válvulas e detectar precocemente a perda de desempenho da combustão causada por falhas nas válvulas de admissão e escape.

A principal objetivo desta proposição está na metodologia de instrumentação e sua integração em um sistema de monitoramento online da pressão intracilindro, com referência ao giro do motor. Esta abordagem extrapola as metodologias

anteriores, como o monitoramento por ultrassom e outras apontadas na revisão bibliográfica, pois permite o acompanhamento de todos os instantes do ciclo das válvulas, ciclo a ciclo, permitindo a identificação de ajustes, processos de falha ou perda de capacidades e suas influências no ciclo de combustão.

Esta tese tem consiste em seis partes: introdução, desenvolvimentos propostos, preparação para testes, proposições de metodologias para aplicação às medidas do sistema proposto, resultados e conclusões.

As especificações de pressão intracilindro e o comportamento da posição das válvulas de admissão e escape, com base na posição do eixo virabrequim e como esses fatores influenciam o torque no motor, são abordados no Capítulo 2. Os detalhes da proposta de medição da pressão intracilindro e da posição das válvulas de admissão e escape também são apresentados no Capítulo 2.

O Capítulo 3 apresenta o laboratório de modelo reduzido, preparado para os testes e resultados preliminares das medições em condições normais e de falha.

No Capítulo 4, são apresentados os resultados preliminares para testes em laboratório.

No Capítulo 5, são propostas metodologias para o processamento dos sinais provenientes do sistema de monitoramento proposto.

No Capítulo 6, são apresentadas as conclusões da tese.

2 Modelos de pressão intracilindro e válvulas de admissão e escape

2.1 Válvulas de admissão e escape

O controle das válvulas de admissão e escape em motores Diesel desempenha um papel crucial na eficiência operacional do motor e na redução das emissões de poluentes. Este capítulo da tese detalha as técnicas de controle dessas válvulas, com ênfase em descrever as fases e tempos de abertura e fechamento durante o ciclo do motor.

Em um motor Diesel, a válvula de admissão regula a entrada de ar no cilindro, que é essencial para a combustão do combustível. O tempo de abertura da válvula de admissão começa antes do ponto morto superior (PMS) do pistão durante o ciclo de admissão e fecha após o ponto morto inferior (PMI), garantindo que o cilindro seja preenchido com a quantidade máxima de ar fresco.

A válvula de escape, por sua vez, controla a expulsão dos gases de combustão. Ela se abre antes do PMI, durante a fase de escape, e fecha após o PMS, assegurando que todos os gases de combustão sejam eficientemente expelidos do cilindro antes do início do próximo ciclo de admissão. O tempo preciso desses eventos é crucial para manter a eficiência do motor, otimizando tanto a entrada do ar quanto a saída dos gases de escape.

A sincronização das válvulas é controlada pelo eixo de cames, que é projetado para acionar as válvulas no momento adequado em relação à posição do pistão dentro do cilindro. A forma do came determina não só quando as válvulas são abertas e fechadas, mas também a velocidade e a amplitude com que elas se movem. Esses parâmetros são otimizados para maximizar a eficiência da queima e minimizar as emissões.

Cada fase do movimento da válvula, seja de admissão ou escape, envolve etapas distintas: a fase de abertura rápida, o período de permanência (quando a

válvula está totalmente aberta) e a fase de fechamento. Durante a fase de abertura, a válvula se desloca de uma posição totalmente fechada até sua máxima abertura de forma rápida para maximizar o fluxo de ar ou a saída dos gases. Na fase de manutenção, a válvula permanece completamente aberta pelo tempo necessário para permitir o fluxo ideal. Finalmente, na fase de fechamento, a válvula retorna suavemente à sua posição fechada para preparar o cilindro para o próximo ciclo.

Deslocamento de válvula

A seguir, será explorada a curva de deslocamento das válvulas de admissão e escape. Essa curva é uma representação gráfica que mostra o levantamento das válvulas (quanto a válvula se abre em milímetros) em relação ao ângulo do virabrequim (em graus), cobrindo todo o ciclo de operação do motor. O deslocamento das válvulas é sincronizado precisamente com o movimento dos pistões para maximizar a eficiência da entrada de ar e a expulsão de gases de escape, elementos essenciais para o desempenho do motor.

A equação real do deslocamento das válvulas de admissão e escape em função do giro do motor é mais complexa do que a simples aproximação senoidal. Essa equação leva em consideração o perfil real do came, que é projetado para otimizar o fluxo de gases e minimizar o desgaste, considerando também a aceleração e desaceleração da válvula [15] [17].

O deslocamento real das válvulas pode ser descrito usando uma combinação de curvas polinomiais, segmentos de rampas e, em alguns casos, splines cúbicas para descrever o perfil do came. Uma abordagem comum para definir a equação a seguir:

$$L(\theta) = a_0 + a_1(\theta - \theta_0) \quad (1)$$

Onde:

- $L(\theta)$ representa o levantamento da válvula em milímetros.
- θ_0 é o ângulo de início de abertura da válvula.
- a_0 e a_1 são constantes que dependem do perfil do came.

Depois da rampa inicial, a válvula segue um perfil de levantamento que é geralmente descrito por uma função polinomial de ordem superior (geralmente de terceiro ou quarto grau):

$$L(\theta) = b_0 + b_1(\theta - \theta_1) + b_2(\theta - \theta_1)^2 + b_3(\theta - \theta_1)^3 \quad (2)$$

Onde:

- $L(\theta)$ representa o levantamento da válvula em milímetros.
- θ_1 é o ângulo no qual começa o levantamento principal.
- $b_0, b_1, b_2,$ e b_3 são coeficientes determinados pelo projeto do came.

O levante máximo (o ponto em que a válvula está totalmente aberta) pode ser modelado por um segmento plano ou um leve arco para manter a válvula aberta por um período definido:

$$L(\theta) = L_{max} \quad (3)$$

Onde:

- $L(\theta)$ representa o levantamento da válvula em milímetros.
- L_{max} é o deslocamento máximo da válvula.

O fechamento da válvula segue um perfil similar ao da abertura, mas em ordem inversa:

$$L(\theta) = c_0 + c_1(\theta - \theta_2) + c_2(\theta - \theta_2)^2 + c_3(\theta - \theta_2)^3 \quad (4)$$

Onde:

- $L(\theta)$ é o levantamento da válvula em milímetros.

- θ é o ângulo do virabrequim em graus.
- c_0, c_1, c_2, c_3 são constantes determinadas pela geometria do perfil do came.
- θ_2 é o ângulo em que começa o fechamento principal da válvula.

Seguido por uma rampa final:

$$L(\theta) = d_0 - d_1(\theta - \theta_3) \quad (5)$$

Onde:

- $L(\theta)$ representa o levantamento da válvula em milímetros.
- θ é o ângulo do virabrequim em graus.
- d_0 é o levantamento da válvula no início da rampa de fechamento.
- d_1 é a taxa de fechamento da válvula, que define a inclinação da rampa final.
- θ_3 é o ângulo em que inicia a rampa de fechamento final.

Para entender e modelar as propriedades do cilindro durante os processos de admissão e exaustão em motores de combustão interna, pode-se usar a equação de energia para sistemas abertos (também conhecida como a Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle). Esta abordagem é particularmente útil para descrever como a energia é transferida e transformada devido ao fluxo de massa que entra e sai do cilindro.

2.2 Equação de energia do sistema aberto

Equação de Energia para um Sistema Aberto

A equação básica de energia para um sistema aberto é expressa como:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + g_{z_{in}} \right) - \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + g_{z_{out}} \right) \quad (6)$$

Onde:

- $\frac{dE}{dt}$ taxa de variação da energia total dentro do cilindro, incluindo energia interna, energia cinética e potencial, medida em watts (W).
- \dot{Q} taxa de transferência de calor para o sistema, positiva se o calor for transferido para o sistema, medida em watts (W).
- \dot{W} taxa de trabalho realizado pelo sistema, positiva se o trabalho for realizado pelo sistema, medida em watts (W).
- \dot{m}_{in} e \dot{m}_{out} taxa de fluxo de massa entrando e saindo do cilindro, respectivamente, medida em quilogramas por segundo (kg/s).
- h_{in} e h_{out} entalpia específica do fluido entrando e saindo, respectivamente, medida em joules por quilograma (J/kg).
- $\frac{v_{in}^2}{2}$ e $\frac{v_{out}^2}{2}$ energia cinética por unidade de massa do fluido entrando e saindo, respectivamente, medida em joules por quilograma (J/kg).
- $g_{z_{in}}$ e $g_{z_{out}}$ energia potencial gravitacional por unidade de massa do fluido entrando e saindo, respectivamente, onde g é a aceleração devido à gravidade (aproximadamente $9,81 \text{ m/s}^2$) e z é a altura em relação a um ponto de referência medida em joules por quilograma (J/kg).

Durante a admissão e a exaustão, essa equação é crucial para calcular como a energia dentro do cilindro muda devido ao ar ou gases de escape que entram ou saem. No contexto de motores Diesel:

- Admissão: O ar entra no cilindro, aumentando a energia interna. A entalpia do ar entrante incluirá não apenas o conteúdo de calor do ar mas também sua energia cinética devido à velocidade de entrada.

- Exaustão: Os gases de escape saem do cilindro, removendo energia do sistema. A energia removida inclui a entalpia dos gases, bem como a energia cinética associada à sua velocidade de saída.

Fluxo da válvula

Para calcular a taxa de fluxo de massa que passa pelas válvulas de admissão e escape em um motor Diesel, utiliza-se uma equação que considera as condições físicas do gás e as características geométricas da válvula. Esta equação baseia-se no conceito de fluxo compressível, considerando que os gases estão sob alta pressão, especialmente relevante nos motores Diesel que operam com altas taxas de compressão.

A taxa de fluxo de massa \dot{m} através de uma válvula é descrita pela seguinte equação:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (7)$$

Onde:

- \dot{m} representa a taxa de fluxo de massa, medida em quilogramas por segundo (kg/s).
- C_d é o coeficiente de descarga, um fator sem dimensão que reflete a eficiência do fluxo através da válvula, considerando perdas devido a atrito, turbulência e outras ineficiências geométricas. Este valor geralmente varia entre 0.6 e 1.0.
- A corresponde à área efetiva da abertura da válvula, em metros quadrados (m^2).
- ρ é a densidade média do gás na entrada da válvula, em quilogramas por metro cúbico (kg/m^3). Calcula-se a densidade usando a lei dos gases ideais $\rho = \frac{P}{RT}$, onde P é a pressão, R a constante específica do gás, e T a temperatura

- ΔP é a diferença de pressão entre os lados de entrada e saída da válvula, em pascals (Pa).

No contexto dos motores Diesel:

1. Para a Válvula de Admissão:

- O ar é aspirado para o cilindro durante a fase de admissão. A diferença de pressão ΔP surge entre a pressão atmosférica (ou pressurizada em motores turboalimentados) e a pressão interna do cilindro.

2. Para a Válvula de Escape:

- Os gases de escape são expulsos do cilindro. Aqui, ΔP é a diferença entre a pressão dentro do cilindro e a pressão atmosférica, ou a pressão em sistemas de tratamento de gases de escape.

Fluxo bloqueado

No contexto dos motores Diesel, a equação de fluxo bloqueado é frequentemente usada para descrever o fluxo de gases através de orifícios, como válvulas de admissão e escape, sob condições em que o fluxo se torna sônico no ponto mais estreito do orifício (também conhecido como garganta). Isso geralmente ocorre quando a relação entre a pressão de saída e a pressão de entrada é suficientemente baixa para acelerar o fluxo de gás até a velocidade do som.

Equação de Fluxo Bloqueado (ou Choked Flow)

A condição de fluxo bloqueado pode ser expressa pela seguinte equação, que calcula a taxa máxima de fluxo de massa que pode passar por uma abertura quando o fluxo está sônico na garganta:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{\rho P} \quad (8)$$

Onde:

- \dot{m} representa a taxa de fluxo de massa (kg/s), que é a quantidade de massa passando pela válvula por segundo.
- C_d é o coeficiente de descarga, que leva em conta as perdas de energia devido à fricção e outras ineficiências do fluxo. Esse coeficiente é adimensional e tipicamente varia entre 0.6 e 1.0, dependendo da geometria específicas da válvula e das condições de fluxo.
- A área da seção transversal do ponto mais estreito (garganta) onde ocorre o fluxo sônico (m^2).
- ρ densidade do gás no estado inicial (kg/m^3), que pode ser calculada pela lei dos gases ideais para o ar ou gases de escape a uma dada temperatura e pressão.
- P pressão absoluta do gás no estado inicial (Pa).

Condição para Fluxo Sônico

Para que o fluxo atinja o estado sônico, a seguinte condição deve ser satisfeita, conhecida como a condição de fluxo bloqueado:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (9)$$

Onde:

- P_{out} pressão do gás no lado de saída do orifício.
- P_{in} pressão do gás no lado de entrada do orifício.
- γ razão de capacidades térmicas específicas (C_p/C_v) do gás. Para o ar, γ é aproximadamente 1.4.

Quando essa relação de pressão é alcançada ou ultrapassada, a velocidade do fluxo na garganta se torna igual à velocidade do som, e a taxa de fluxo de massa através do orifício não aumenta mais, mesmo que a pressão de entrada aumente.

Esta equação e a condição associada são essenciais para o projeto e a análise de válvulas em motores Diesel, especialmente em condições de alta carga e alta velocidade do motor, onde o controle eficiente do fluxo de gases é crucial para o desempenho do motor e para a redução de emissões.

Coefficiente de fluxo

No ciclo Diesel, o coeficiente de fluxo, muitas vezes referido como coeficiente de vazão ou de fluxo efetivo, de uma válvula de admissão ou escape, pode ser estimado a partir de características físicas como o diâmetro da válvula e o comprimento de deslocamento da válvula. Este coeficiente é crucial para determinar o desempenho da válvula em termos de quão eficientemente ela permite o fluxo de ar ou gases de escape através do motor.

O coeficiente de fluxo (C_v) é um indicador da capacidade da válvula de passar fluido. Ele é definido como o volume de fluido (em geral, água a uma temperatura de 60°F) que passa pela válvula por minuto a uma queda de pressão de 1 psi. No contexto dos motores Diesel, onde o fluido é ar ou gases de escape, a conversão para as condições de trabalho é necessária.

A relação entre o coeficiente de fluxo e as características da válvula pode ser aproximada pela seguinte expressão:

$$C_v = \frac{d^2 \sqrt{L}}{K} \quad (10)$$

Onde:

- d diâmetro da válvula (em polegadas).
- L comprimento de deslocamento da válvula (em polegadas) – também conhecido como levantamento da válvula.
- K uma constante empírica que pode variar de acordo com o design da válvula e as condições de operação, com valores típicos situando-se em torno de 25 para muitas aplicações de engenharia.

Para os motores Diesel, que operam com gases em alta temperatura e pressão, o C_v ajuda a determinar quanto ar pode entrar no cilindro durante a fase de admissão e quanto dos gases de combustão pode ser eficientemente expelido durante a fase de escape. Isso é diretamente relevante para a eficiência da combustão e a potência do motor.

- **Válvula de Admissão:** Um maior C_v significa que a válvula pode permitir um maior volume de ar entrar no cilindro a cada ciclo, o que é crucial para manter uma boa mistura ar-combustível e eficiência de combustão.
- **Válvula de Escape:** Um alto C_v para válvulas de escape assegura que os gases de escape possam sair do cilindro rapidamente, reduzindo o backpressure e melhorando a eficiência geral do motor.

O C_v é também influenciado por outros fatores, como:

- A forma da sede da válvula e do disco da válvula,
- A presença de qualquer obstrução ou característica de design que promova turbulência,
- As condições de operação, incluindo a velocidade do motor e a carga operacional.

Coefficiente de descarga

O coeficiente de descarga, denotado por C_d , é uma medida da eficiência com que o fluido flui através de uma válvula ou orifício em relação ao fluxo teórico ideal. Esse coeficiente é influenciado por vários fatores, incluindo a geometria da válvula, as condições do fluxo e as características físicas do fluido.

Em motores Diesel, o coeficiente de descarga para as válvulas de admissão e escape pode variar significativamente devido às diferenças nas condições de operação e no design da válvula. No entanto, alguns valores típicos podem ser considerados:

1. Válvula de Admissão:

- O C_d para válvulas de admissão em motores Diesel tipicamente varia entre **0.6 e 0.9**. Este valor é mais alto quando as válvulas e o sistema

de admissão são projetados para maximizar o fluxo de ar com menor resistência, o que é crucial para alcançar a eficiência máxima do motor. A admissão de ar nos motores Diesel precisa ser altamente eficiente para garantir que uma quantidade adequada de ar seja fornecida para a combustão do diesel.

2. **Válvula de Escape:**

- Para as válvulas de escape, o C_d geralmente varia entre **0.7 e 0.9**. O valor tende a ser um pouco mais alto do que para as válvulas de admissão, refletindo a necessidade de expulsar eficientemente os gases de escape, que estão sob alta pressão após a combustão. Um coeficiente de descarga alto nas válvulas de escape ajuda a reduzir o backpressure (contra-pressão), o que pode afetar adversamente o desempenho do motor.

Fatores que Influenciam o Coeficiente de Descarga

- **Geometria da Válvula:** Válvulas com designs que minimizam as turbulências e restrições no fluxo tendem a ter coeficientes de descarga mais altos.
- **Condições de Fluxo:** Velocidades mais altas do fluxo e variações na pressão impactam o C_d , assim como a temperatura do fluido, que pode alterar sua viscosidade e densidade.
- **Rugosidade das Superfícies:** As condições internas das passagens da válvula, incluindo rugosidade e depósitos acumulados, podem diminuir o coeficiente de descarga ao longo do tempo.
- **Modificações e Desgaste:** Desgaste e modificações nas válvulas ou nos assentos das válvulas podem alterar o C_d ao longo do tempo de vida útil do motor.

2.2 Pressão intracilindro

A Figura 2 apresenta a curva de pressão do cilindro em função do giro do motor, juntamente com os eventos de abertura e fechamento das válvulas. Cada um desses eventos sugere um ponto de inflexão na curva, refletindo diretamente a dinâmica mecânica dos componentes e os fluxos mássicos envolvidos.

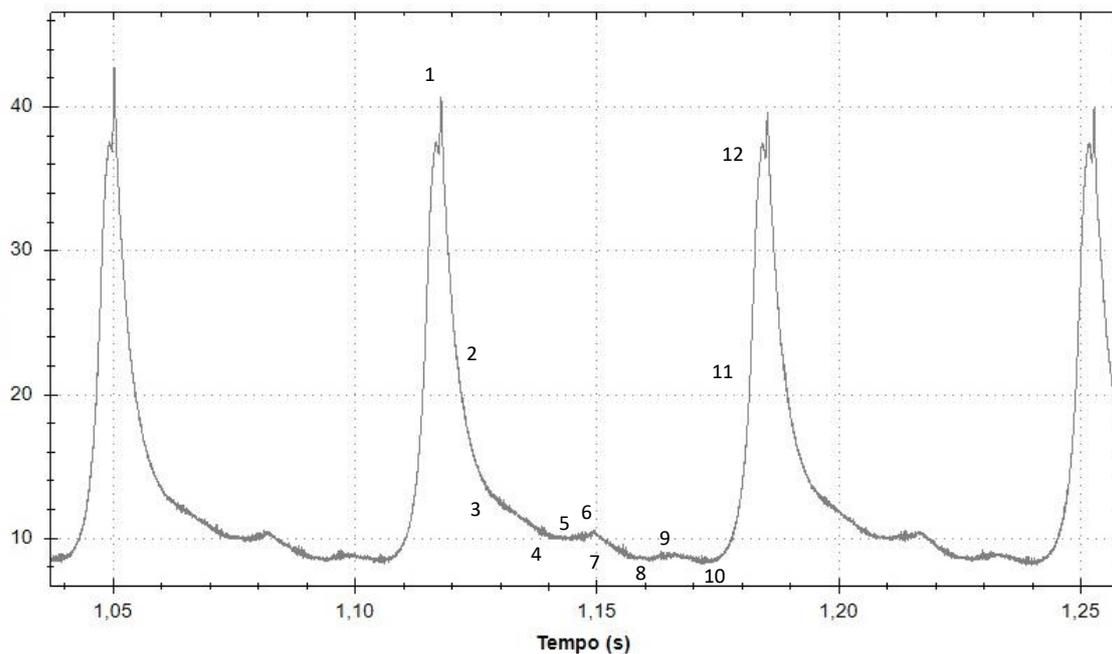


Figura 2 - Curva de pressão intracilindro.

- 1 – Níveis máximos de pressão de combustão;
- 2 – Mudança de direção do pistão depois do 0° (TDC);
- 3 – Metade do caminho de descida do cilindro;
- 4 – BDC;
- 5 – A pressão do manifold de exaustão entra para dentro do cilindro, pois a pressão de fora é maior que a de dentro;
- 6 – A pressão do cilindro sobe até se equalizar com a pressão do manifold;
- 7 – O pistão tendo alcançado o BDC inicia a subida e realiza o escape dos gases de exaustão. A pressão diminui;

8 – As válvulas de alimentação se abrem;

9 – As válvulas de exaustão são fechadas e de alimentação continuam abertas e a pressão no cilindro cai até se equalizar com a do manifold de alimentação no Ponto 10;

10 – A pressão no cilindro equaliza com a pressão do manifold de alimentação;

11 – As válvulas de alimentação são fechadas e na subida do cilindro a pressão começa a aumentar;

12 – A pressão de compressão alcança o seu máximo valor quando o cilindro alcança o TDC.

A pressão intracilindro em um motor com ciclo Diesel é uma medida crítica que reflete as condições de operação do motor e influencia diretamente sua eficiência, desempenho e durabilidade. Este parâmetro é essencial para a análise e o aprimoramento de motores Diesel, pois as características da combustão, como início e duração, bem como a eficiência da conversão de energia, estão intimamente ligadas às variações de pressão dentro do cilindro.

Características da Pressão Intracilindro

1. **Compressão:** Durante a fase de compressão no ciclo Diesel, o ar admitido é comprimido a uma razão muito alta, tipicamente entre 14:1 e 25:1, o que é significativamente maior do que em motores a gasolina. Essa alta compressão resulta em temperaturas e pressões elevadas, suficientes para a ignição do combustível diesel injetado.
2. **Combustão:** Quando o combustível é injetado no ar comprimido e quente, ele começa a queimar quase que instantaneamente. A combustão do diesel não é instantânea, mas se propaga à medida que mais combustível é injetado, causando um aumento rápido na pressão intracilindro. Esta pressão pode atingir valores muito altos, frequentemente bem acima da pressão atmosférica.

3. **Expansão:** Após a combustão, a fase de expansão (também conhecida como fase de trabalho) ocorre quando os gases quentes expandem-se, empurrando o pistão para baixo, que por sua vez, converte a energia térmica dos gases em energia mecânica através do virabrequim.
4. **Exaustão:** Ao final do ciclo, as válvulas de escape abrem-se, permitindo que os gases de combustão sejam expelidos para a atmosfera. Durante esta fase, a pressão intracilindro cai rapidamente para níveis próximos à pressão atmosférica.

Importância da Medição da Pressão Intracilindro

A medição da pressão intracilindro em motores Diesel é utilizada para:

- **Monitorar e controlar a eficiência do motor:** Uma análise precisa da pressão pode ajudar a otimizar o timing de injeção de combustível e a quantidade injetada para maximizar a eficiência do combustível e minimizar as emissões.
- **Diagnóstico de problemas no motor:** Variações na pressão esperada podem indicar problemas como injetores defeituosos, vazamento de válvulas, problemas no turbo, entre outros.
- **Desenvolvimento e teste de novos motores:** Durante o design e teste de novos motores, a pressão intracilindro é uma métrica fundamental para validar teorias e modelos de combustão.

A curva de pressão intracilindro real de um motor Diesel, em função do giro do motor, é influenciada por vários fatores complexos que incluem a dinâmica da combustão, a mecânica dos gases e as interações térmicas. Ao modelar esta curva, deve-se considerar as mudanças de volume do cilindro em função do ângulo do virabrequim, a taxa de injeção de combustível, e a eficiência da combustão. Uma equação simplificada que modela a pressão intracilindro durante o ciclo do motor pode ser derivada das leis da termodinâmica e mecânica dos fluidos.

Modelo Básico da Curva de Pressão Intracilindro

A equação mais comum usada para descrever a pressão intracilindro em função do ângulo de giro θ do motor (onde θ é medido em graus do virabrequim) é baseada nas seguintes fases do ciclo Diesel [16] [18]:

1. Compressão Adiabática:

- Antes da combustão começar, o ar no cilindro é comprimido adiabaticamente. A pressão aumenta à medida que o volume diminui.

$$P(\theta) = P_1 \left(\frac{V_1}{V(\theta)} \right)^\gamma \quad (11)$$

Onde:

- P_1 e V_1 são a pressão e volume no início da compressão.
- $V(\theta)$ é o volume do cilindro em um dado ângulo θ .
- γ razão de calores específicos (tipicamente cerca de 1.4 para o ar).

2. Combustão:

- Durante a combustão, a pressão aumenta rapidamente. A modelagem exata desta fase é complexa e geralmente requer simulações computacionais detalhadas. No entanto, uma aproximação comum é usar uma função que represente o aumento de pressão devido à liberação de energia do combustível.

$$P(\theta) = P_{comb} \exp(-a(\theta - \theta_{comb})^2) \quad (12)$$

Onde:

- P_{comb} é a pressão máxima alcançada durante a combustão.
- θ_{comb} é o ângulo de início da combustão.

- a é um coeficiente que modela a rapidez da combustão.

3. Expansão Adiabática:

- Após a combustão, os gases expandem-se adiabaticamente, e a pressão cai conforme o volume do cilindro aumenta novamente.

$$P(\theta) = P_{comb} \left(\frac{V_{comb}}{V(\theta)} \right)^\gamma \quad (13)$$

Onde:

- V_{comb} é o volume do cilindro no ponto de combustão máxima.

4. Exaustão:

- A fase final é a exaustão, onde a pressão cai rapidamente para a pressão atmosférica à medida que os gases de escape são liberados.

$$P(\theta) = P_{atm} \quad (14)$$

Onde:

- P_{atm} é a pressão atmosférica.

3 Desenvolvimentos para validação da proposta

3.1 Laboratório de modelo reduzido para medição da pressão intracilindro

Um laboratório de modelo reduzido foi desenvolvido para os testes específicos propostos neste trabalho. O motor de combustão interna especificado para os testes considerou a similaridade com grandes motores e o número máximo de cilindros que pudesse operar em um laboratório pequeno, sem emitir ruído que competisse com as atividades de pesquisa. O modelo escolhido foi o integrado ao motor C90D6B Cummins, conforme mostrado na Figura 3.

3.1.1 Motor do Gerador Cummins C90D6B

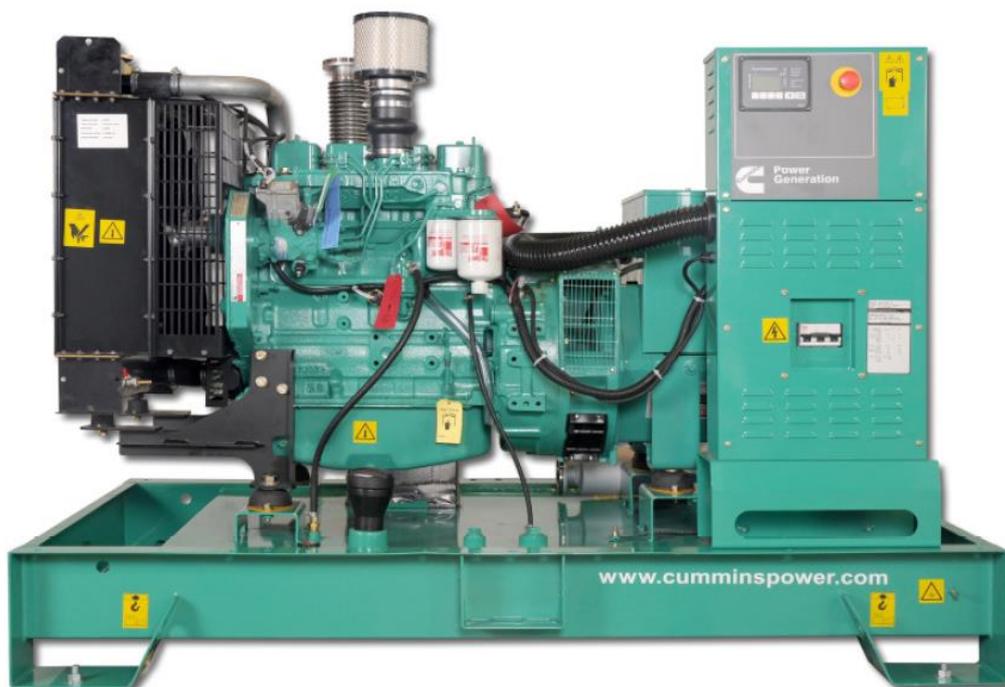


Figura 3 - Gerador C90D6B Cummins.

Características do Grupo Gerador:

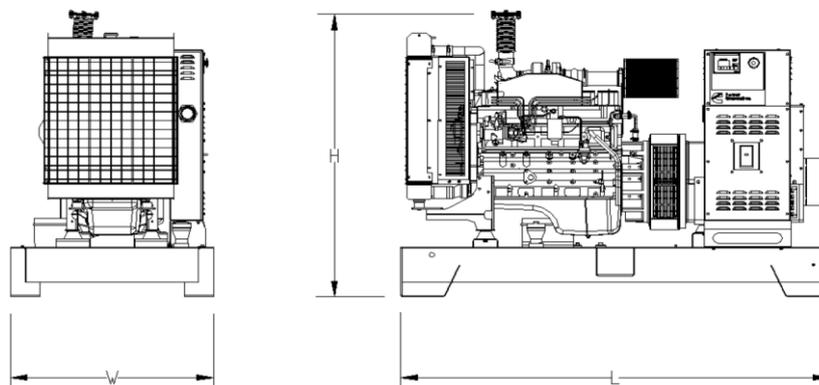
- ✓ Motor Diesel Cummins arrefecido a água;
- ✓ Filtro de óleo e de combustível separador de água;
- ✓ e válvula de dreno do óleo lubrificante incorporados;
- ✓ Motor de partida elétrico e alternador em 12 Vcc;
- ✓ Controlador eletrônico;
- ✓ Filtro de ar para trabalhos normais;
- ✓ Alternador com enrolamento único;
- ✓ Bateria montada na base do grupo gerador;
- ✓ Motor, alternador, chassis e painel de comando na cor Verde Munsell Jade;
- ✓ Radiador e Proteção na cor preta.

Consumo de Combustível:

TABELA 1: Consumo do gerador.

Potencia Nominal	Standby				Prime			
	116 kVA		93 kW		106 kVA		85 kW	
Carga Aplicada	Full	3/4	1/2	1/4	Full	3/4	1/2	1/4
Consumo (Litros / Hora)	27	21	16	8	24	18	14	7

Dados Técnicos:



Grupo Gerador	Comprimento (mm) L	Largura (mm) W	Altura (mm) H	Grupo Gerador Seco (kg)	Grupo Gerador Úmido (kg)
Aberto	1920	1050	1512	1057	1088

Figura 4 - Dimensões do gerador.



Figura 5 - Instalação do gerador para o laboratório de modelo reduzido.

Para a instalação do motor no local destinado ao laboratório de modelo reduzido, Figura 5, foi realizada a instalação de kit de atenuação de emissões sonoras. O kit de atenuação de 85dB foi especificado pelo fabricante em atendimento às normas de segurança e às condições mínimas exigidas ao pleno atendimento das exigências de circulação de ar na unidade, Figura 7.

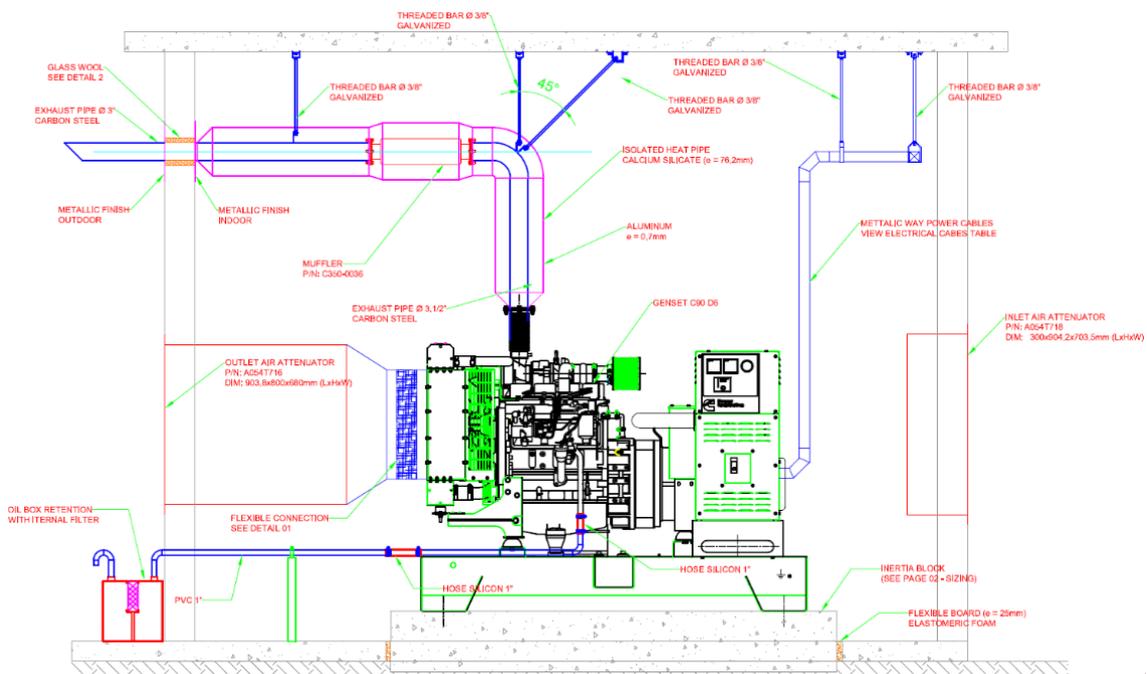


Figura 6 - Instalações para os atenuadores de ruído do gerador.

Dessa forma foram realizadas a construção de bloco inercial de concreto, bacia de contenção, aterramento industrial e cortes com arremates para fixação dos

atenuadores de entrada e saída de ar, além de instalação de tubos e suportes para fixação do silencioso de exaustão.



Figura 7 - Instalações dos atenuadores de ruído do gerador.



Figura 8 - Instalações dos atenuadores de ruído e fixação do gerador.

3.1.2 Cabeçote com ponto de medição de pressão intracilindro

Esse item, em particular, foi alvo de atenção especial, pois, como havia a necessidade de monitorar a pressão intracilindro e motores de pequeno porte para grupos geradores não possuem tomada de pressão integrada à câmara de combustão, foi necessário adaptar o cabeçote do motor para incluir essa tomada de pressão e realizar os testes para este trabalho.

Para realizar essa adaptação, foi utilizado um cabeçote de sucata do mesmo tipo de motor. Isso permitiu estudar a estrutura interna do cabeçote, desde a face em contato com a câmara de combustão até o lado do balancim (Figura 9). Já havia sido concluído visualmente, e em conversa com especialistas, que a melhor opção seria o acesso pelo lado superior, ou seja, do lado dos balancins, pois, lateralmente, o duto de escape de um lado e o arranjo do tub rail do outro impediriam o acesso para a instalação futura dos adaptadores Thompson e do sensor de pressão. Enfim, verificou-se a viabilidade de criar um caminho no cabeçote utilizando um tubo que uniria ambos os lados do cabeçote sem permitir o vazamento de pressão da câmara de combustão para as galerias do cabeçote. Inicialmente, tentou-se realizar um canal de pressão passando pelo balancim, porém os testes mostraram que o balancim é poroso e, para pressões da ordem de 100 bar, já permitia a passagem de gases e líquidos.



Figura 9 - Teste de avaliação das formas internas do cabeçote do motor.

Um cabeçote novo foi adquirido para a adaptação da tomada de pressão. Dessa forma, o cabeçote original foi mantido intacto, com o objetivo de preservá-lo em plenas condições para outros testes, sem essa adaptação, ou ainda para a avaliação do desempenho do motor antes da instalação do cabeçote adaptado, permitindo a comparação com os desempenhos da unidade operando com o cabeçote modificado.



Figura 10 - Tubo de interligação entre a câmara de combustão e o lado externo do cabeçote.

A Figura 10 indica a comunicação da câmara até o cabeçote no lado dos balancins com tubo de inox, tendo de um lado rosca M6 para fixação e vedação da câmara de combustão contra vazamentos para os dutos de arrefecimento. Na instalação essa rosca também recebeu adesivo de alta temperatura para travamento e vedação.

Do outro lado do tubo de sondagem da pressão tem-se uma rosca BSP $\frac{3}{4}$ " para instalação do adaptador Thompson que foi apresentado na Figura 11.



Figura 11 - Terminação do tubo para fixação do adaptador Thompson.



Figura 12 - Detalhes do tubo de tomada de pressão e vedações.



Figura 13 - Detalhes do furo adicional no cabeçote para acesso à câmara de combustão.

O tubo de sondagem atravessa o balancim e é acessível pela parte externa do motor, passando pela tampa do cabeçote. Por meio do adaptador Thompson, o tubo se conecta ao sensor de pressão, que também isola a câmara de combustão quando o sensor é removido. Adicionalmente, foi instalada uma bucha de latão entre o balancim e o cabeçote, permitindo o alojamento de um o-ring. Este componente isola os dutos de arrefecimento, evitando vazamentos de líquido de refrigeração para o alojamento do balancim, conforme mostrado na Figura 11.

No motor, o cabeçote, devidamente preparado com as estruturas para acesso à câmara de combustão, foi montado no lugar do cabeçote original, que não tinha acesso à pressão intracilindro. Essa atividade exigiu algumas etapas fundamentais para garantir a manutenção das condições nominais do motor (sem falhas) e permitir a medição da pressão na câmara de combustão.

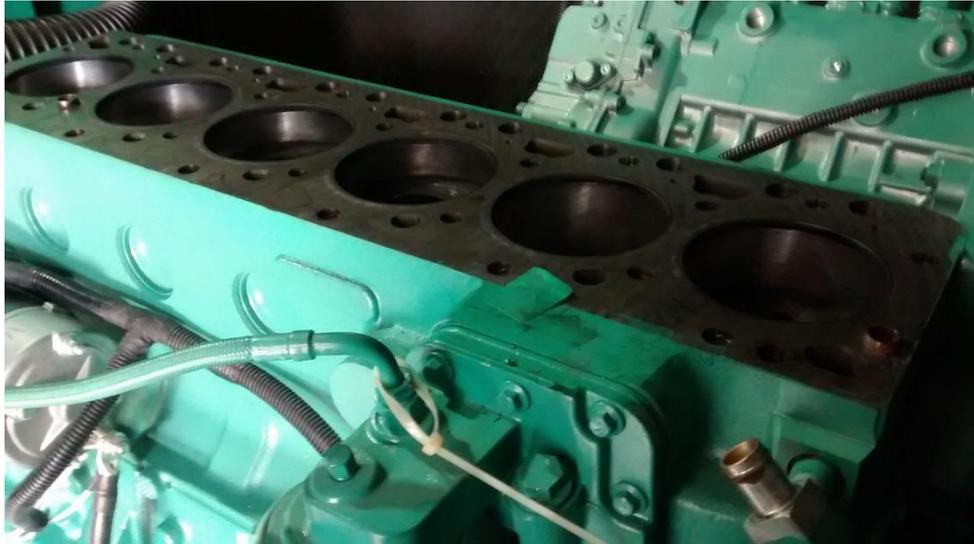


Figura 14 - Motor da unidade geradora sem o cabeçote original.

No cabeçote devidamente preparado com as tomadas de pressão (Figura 15), um conjunto de ensaios foi realizado para garantir a estanqueidade do componente. Ele foi submetido a uma pressão interna de mais de 8 bar, e todas as suas arestas foram tamponadas. Após um período de mais de 10 horas, nenhum vazamento foi observado da galeria de arrefecimento para o lado dos balancins, nem para o lado da câmara de combustão.

Esse desempenho permitiu confirmar a eficácia das estratégias de vedação para ambos os lados e da tecnologia de elementos de vedação, como o-rings e adesivos.

Em seguida, o cabeçote foi instalado no motor, como pode ser visto na imagem seguinte, considerando todas as demandas técnicas de montagem, como limpezas, novas juntas e torqueamento. Alguns pequenos ajustes no motor ainda foram necessários devido à interferência causada pelos tubos de tomada de pressão e pela mangueira do intercooler (Figura 16). Esses ajustes foram realizados rapidamente com a reorientação da tubulação e da mangueira, garantindo as mesmas condições de passagem de ar.



Figura 15 - Cabeçote sendo instalado junto ao motor do laboratório de modelo reduzido.



Figura 16 - Mangueira de entrada de ar no Intercooler ajustada.

O cabeçote ajustado para as operações também recebeu tampas de balancim adaptadas. Estas foram equipadas com um acessório de tamponamento que permite

a desmontagem dos tubos de tomada de pressão sem a necessidade de retirá-los do cabeçote (Figura 17).

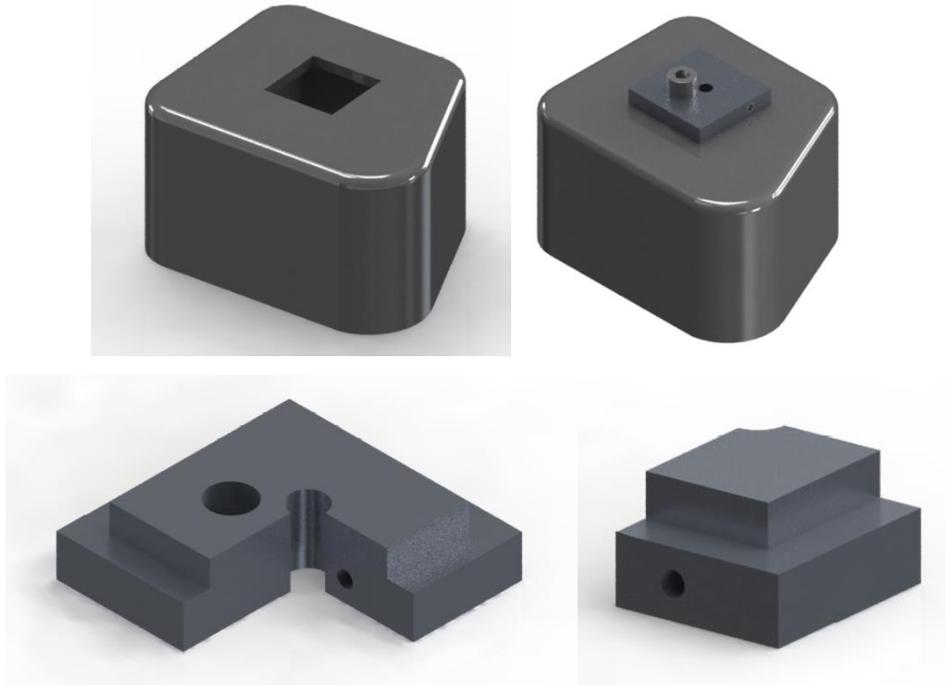


Figura 17 - Tampas desenvolvidas para substituir as originais e permitir a passagem do tubo de tomada de pressão intracilindro.

Também foram instalados, nos tubos de tomada de pressão, os adaptadores Thompson (Figura 18). Esses adaptadores estabelecem uma forma de conexão para os sensores de pressão intracilindro, controle de fluxo e tamponamento do cabeçote quando não há sensor instalado.



Figura 18 - Adaptador Thompson instalado junto aos tubos de tomada de pressão.

Uma vez montado, o motor foi acionado e sua operação foi plenamente satisfatória. A performance adequada foi confirmada pelo desempenho da partida do motor, bem como pelas características de temperatura, ruído e outros parâmetros, que foram semelhantes aos do motor com o cabeçote original.

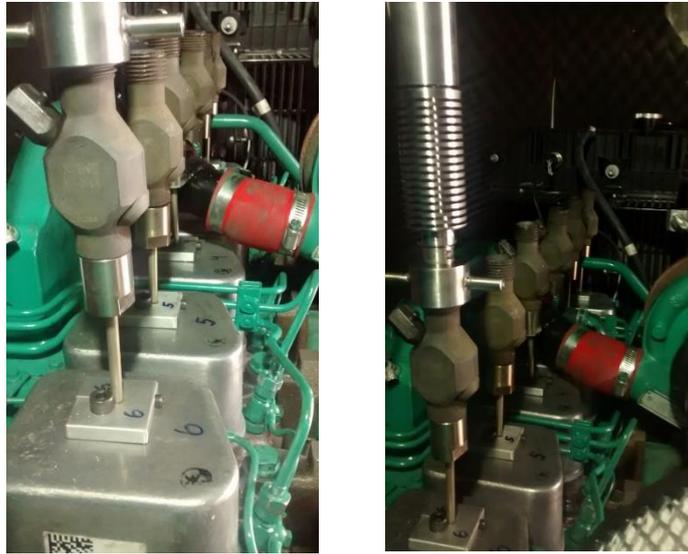


Figura 19 - Sensores de pressão instalados nos adaptadores Thompson e caixas de proteção instaladas.

3.1.3 – Carga elétrica acoplada ao gerador

A unidade geradora representa o conjunto motogerador existente na unidade RAESA. As unidades geradoras operam em condições normais ou mesmo de falha, sempre sob carregamento, próximo à condição nominal, e em sincronismo com o sistema elétrico interligado. No laboratório de modelo reduzido, a unidade geradora opera isoladamente e, para que assuma uma condição de esforço nominal e possa ser sensibilizada por um modo de falha ensaiado, foi estabelecida uma carga elétrica do tipo resistiva, de 100 kW, com possibilidade de variação de potência.

A carga elétrica apresentada na Figura 20 é composta por um banco de resistências em um tanque com água, com sistemas de segurança e proteção adequados à aplicação conjunta com a unidade geradora no laboratório de modelo reduzido.



Figura 20 - Carga elétrica (banco de resistência) aplicada ao carregamento da unidade geradora.

O painel de controle disposto na Figura 21 estabelece as formas de conexão elétrica do gerador. Por meio desse é seccionada a energia do gerador e também o acionamento seguro da energia para o banco de resistência.

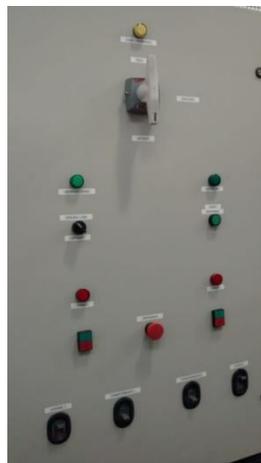


Figura 21 - Painel de seccionamento de energia do gerador e acionamento de cargas.

3.2 Laboratório de modelo reduzido para medição de posição das válvulas de admissão e escape

Para os testes da dinâmica proposta de monitoramento das válvulas foi preparado um cabeçote do motor Wärtsilä 18V32, que foi enviado cedido pela UTE RAESA. Esse cabeçote foi adaptado para servir de simulador de operação do balancim e válvulas. A preparação requereu o desenvolvimento de base para suportar o cabeçote no laboratório e em altura adequada aos ensaios. Para emular o comportamento do balancim um conjunto moto redutor foi instalado de forma a acionar diretamente o eixo cames e permitir o acionamento das varetas de comando dos balancins.

O conjunto estabeleceu uma velocidade compatível com a operação real e uma forma segura de operação no ambiente do laboratório de modelo reduzido apresentado pela Figura 22.



Figura 22 - Laboratório de modelo reduzido para testes de válvulas de admissão e escape.

3.3 Sensor de pressão intracilindro

O sensor de pressão intracilindro foi desenvolvido, considerando suas especificações necessárias a observação da pressão intracilindro com acurácia, resolução e sensibilidade a demonstrar os eventos de variação da pressão no cilindro exatamente como elas se processam. Um case de aço inox, compatível às demandas técnicas da operação em temperatura e pressão da câmara foi projetado. A célula sensora para transdução de pressão utilizada foi piezoresistiva (Figura 23), sendo também montada em arranjo de ponte como apresentado na Figura 24. A célula instalada em base rígida e envolvida por óleo incompressível e um diafragma extremamente sensível e resistente a grandes pressões e oxidação transfere as forças para o cada piezoresistor. O componente possui componentes externos para ajuste do balanceamento da ponte e linearização das medidas (Figura 23 e Figura 24). Outros resistores externos permitem o ajuste fino de offset de corrente para, por exemplo, correções dos valores de pressão zero.

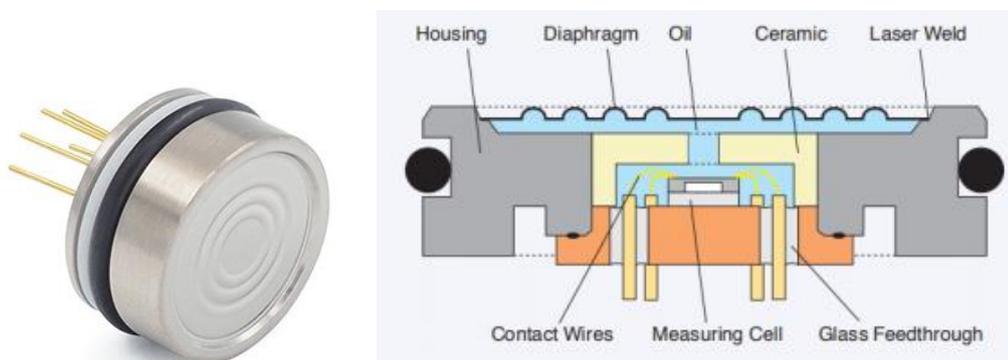


Figura 23 - Célula sensora de pressão piezoresistiva.

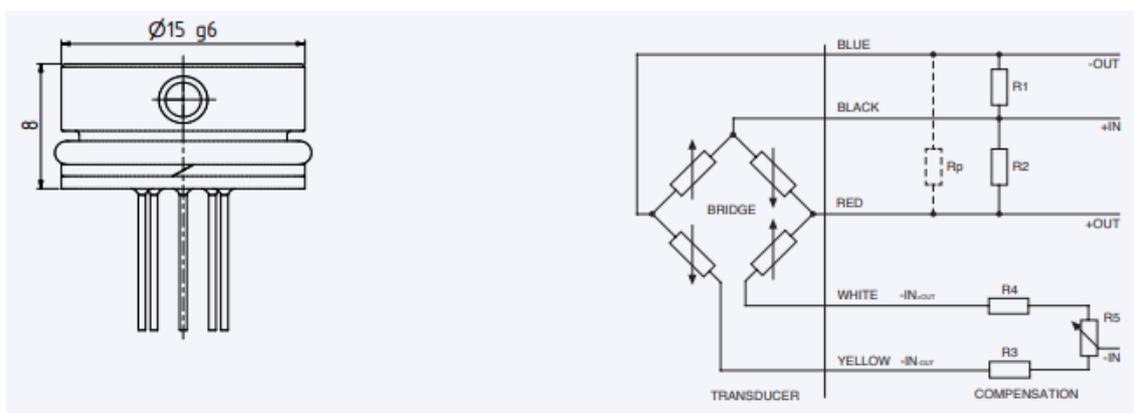


Figura 24 - Esquema da célula sensora e ligações.

Um conjunto eletrônico foi desenvolvido de forma compacta, como apresentado na Figura 25, para ficar instalado junto ao case do componente, pois esse foi pensado para transmissão sem fio e sincronização da aquisição entre todos os sensores instalados num mesmo motor. A medida de temperatura junto da célula sensora foi incluída de forma a integrar os cálculos de pressão, pois desvios de linearidade ocorrem em razão de altas temperaturas. Uma vez calibrado em laboratório a medida de pressão para diferentes temperaturas, essas formas foram incorporadas ao firmware da placa eletrônica (Figura 26), garantindo para as medidas exportadas valores já corrigidos e exatos da pressão.

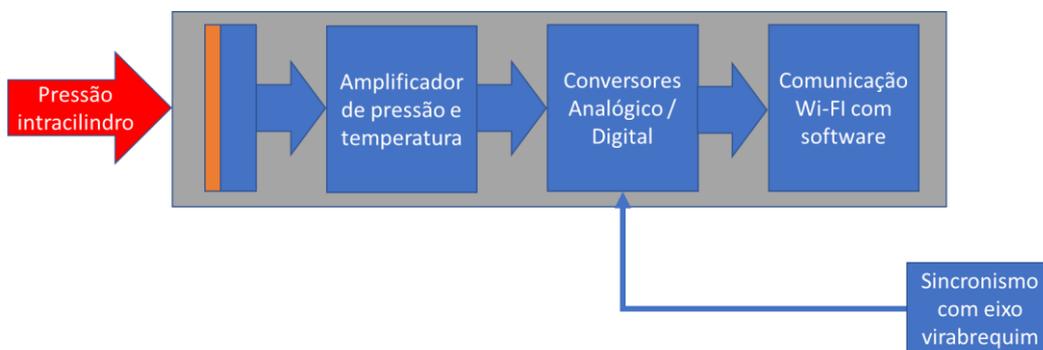


Figura 25 - Esquema da placa eletrônica de condicionamento, aquisição sincronizada e comunicação.

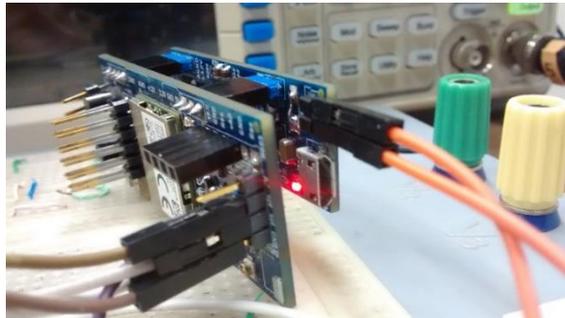


Figura 26 - Placa eletrônica do sensor de pressão intracilindro desenvolvido.

O case em aço inoxidável possui conexão mecânica com os adaptadores Thompson de $\frac{3}{4}$ ". No case, há duas formas de dissipação de temperatura e impedância térmica para a transferência de calor proveniente do adaptador Thompson, garantindo temperaturas de operação adequadas para a célula sensora de pressão e da placa eletrônica, como mostra a Figura 27 e Figura 28.

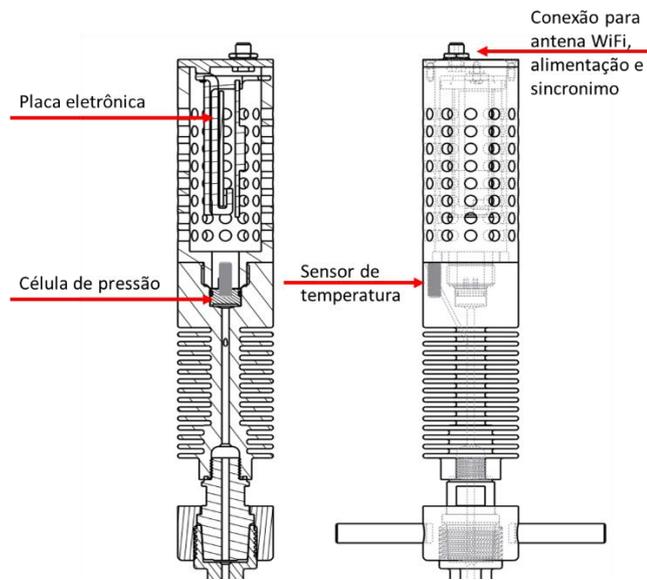


Figura 27 - Detalhes do sensor de pressão desenvolvido.



Figura 28 - Gabinete do sensor de pressão intracilindro desenvolvido.

3.4 Sensor de posição do eixo virabrequim

O sensor de posição do eixo virabrequim é constituído por um encoder incremental, rotativo de alta resolução, sendo apresentado na Figura 29. Ele é programável e permite ajuste do número de pulsos por revolução. Na aplicação foi estabelecido 900 pulsos por revolução. Fixado junto a polia do radiador (Figura 30 e Figura 31), que é instalada no eixo do virabrequim o encoder possui giro solidário a esse mesmo eixo.



Figura 29 - Encoder incremental de alta resolução aplicado ao sincronismo.

Um novo acoplamento foi projetado, fabricado e instalado junto ao motor.



Figura 30 - Eixo projetado pra fixação do encoder diretamente na polia do motor.



Figura 31 - Encoder instalado junto ao eixo do motor.

O encoder possui uma saída além da programada, essa está alinhada a um ponto zero desse encoder, conhecido como linha Z. A linha Z foi posicionada estrategicamente ao instante físico em que o primeiro pistão do motor se encontra no TDC. Para o sincronismo da aquisição, essa medida é que foi considerada para disparar a aquisição dos sensores de pressão e sensores de posição das válvulas, pois é a partir dessa que toda referência técnica dos ciclos de operação do motor se baseia.

3.5 Sensores de posição das válvulas de admissão e escape

Essa solução, proposta nesse trabalho, permite o monitoramento em tempo real de todos os comportamentos do balancim. Esses comportamentos são, por exemplo, os instantes de abertura e fechamento, velocidade de abertura, curso de abertura e dinâmica durante a abertura e fechamento, como engripamento e trepidação.

O monitoramento do conjunto de balancim interage diretamente com o balancim através de dispositivo mecânico robusto, que desliza sobre o balancim do trem de válvula e conduz os movimentos para um sensor resistivo angular, como apresentado na Figura 32.



Figura 32 - Desenho do sensor de posição angular das válvulas de admissão e escape.

O sensor angular resistivo especificado compreende-se por reostato (Figura 33), cuja posição de eixo estabelece medida intermediária entre a resistência máxima do resistor formado pela pista resistiva. O invólucro e forma desse sensor são apresentados na Figura 34.

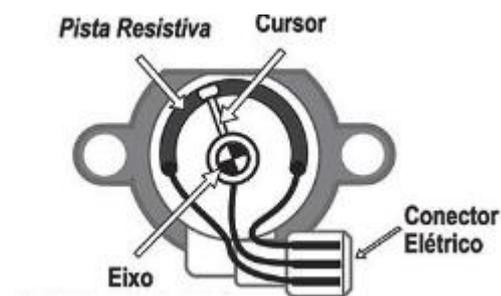


Figura 33 - Detalhes do sensor de posição angular resistivo.



Figura 34 - Imagens do sensor de posição angular utilizado.

A construção mecânica (Figura 35) desenvolvida prevê uma robustez capaz de suportar as intempéries do meio, com número de repetições elevados de ciclos. Foram considerados elementos deslizantes e não rolamentos para garantir a manutenção de folgas mínimas mesmo para longos períodos de operação. O aço considerado foi o tipo VND, que é adequado para buchas e apresenta características de têmpera dura, ideais para resistir a atritos com materiais mais macios, como no caso do balancim, que é de ferro fundido. A montagem mecânica dos sensores no balancim aproveita um dos parafusos de fixação, sem a necessidade de ajustes adicionais ao conjunto do trem de válvulas. As Figura 35 e Figura 36 apresentam a compatibilidade da montagem realizada no balancim real cabeçote do laboratório de modelo reduzido para testes de abertura e fechamento de válvulas.

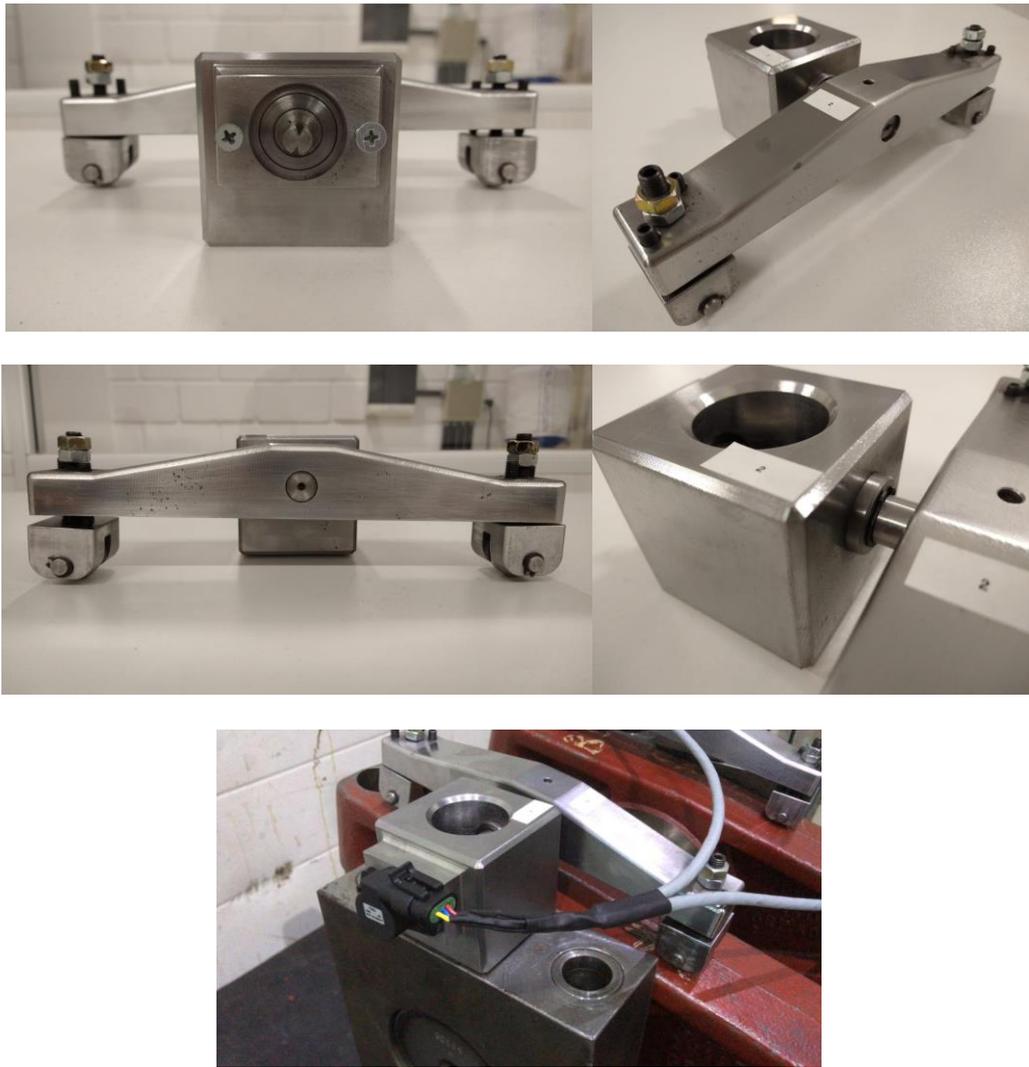


Figura 35 - Montagens mecânicas dos sensores de posição das válvulas de admissão e escape.



Figura 36 - Montagem dos sensores de posição das válvulas montados no laboratório de modelo reduzido.

O sensor de posição das válvulas de admissão e escape é alimentado por placa eletrônica dedicada (Figura 37), que estabelece a medida de posição, considerando a sincronização pela posição do eixo virabrequim.

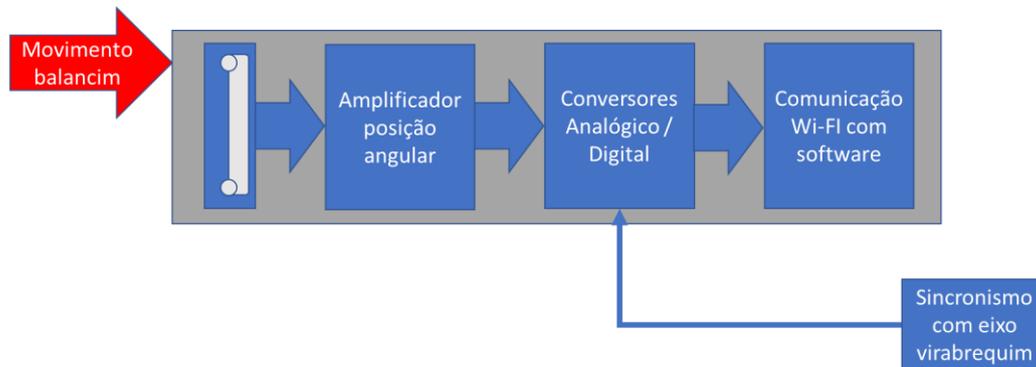


Figura 37 - Esquema da placa de aquisição, condicionamento e comunicação do sensor de posição das válvulas de admissão e escape.

A medida da posição é adquirida com alta resolução e fidelidade aos mínimos movimentos do balancim, de forma a acompanhar as dinâmicas características nos instantes de abertura e fechamento.

4 Resultados

Os resultados preliminares apresentados a seguir seguem a métrica de apresentação dos resultados obtidos com os desenvolvimentos propostos inicialmente quanto ao monitoramento da pressão intracilindro e posição das válvulas de admissão e escape. As medidas apresentam as primeiras medidas que orientam a conclusão dessa proposição no sentido de orientar para a aplicação das medidas no diagnóstico precoce e assertivo dos desvios no motor.

4.1 Medidas de pressão intracilindro no laboratório

As medidas de pressão foram realizadas considerando, inicialmente, a instalação do sensor de pressão intracilindro desenvolvido nas tomadas de pressão criadas (Figura 38). As medições adquiridas são apresentadas em plataforma desenvolvida para análise dos dados desenvolvida em C#. Ela se conecta aos hardwares de pressão através de rede intranet WiFi dedicada. A solicitação de aquisição dispara para uma placa que adquire simultaneamente as medidas de pressão e temperatura e são disparadas no mesmo instante após a primeira passagem pelo TDC do cilindro 1 do motor após a requisição de aquisição.



Figura 38 - Sensores de pressão intracilindro instalados no laboratório de modelo reduzido.

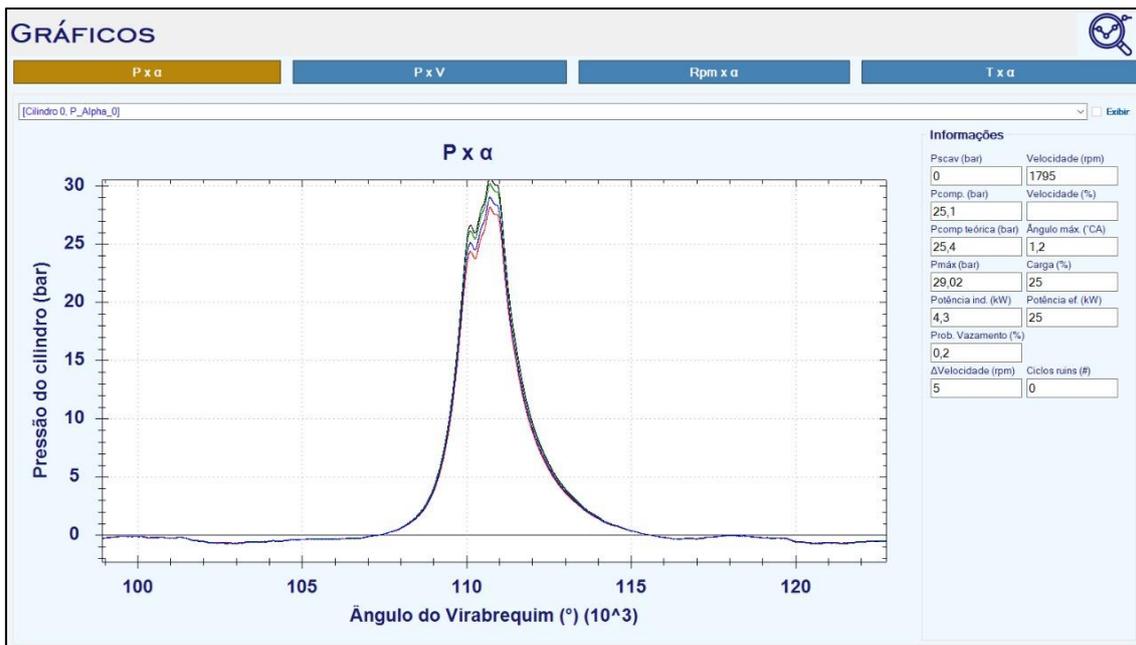


Figura 39 - Curvas obtidas no software de aquisição dos dados de pressão intracilindro sincronizados.

A medida de pressão adquirida apresenta fidelidade aos eventos da pressão intracilindro (Figura 39). Os detalhes dos instantes de variação da pressão correspondem com fidelidade aos eventos dentro do cilindro e permitem a avaliação exata da performance dos componentes. É possível observar a pressão máxima e observar as medidas angulares.

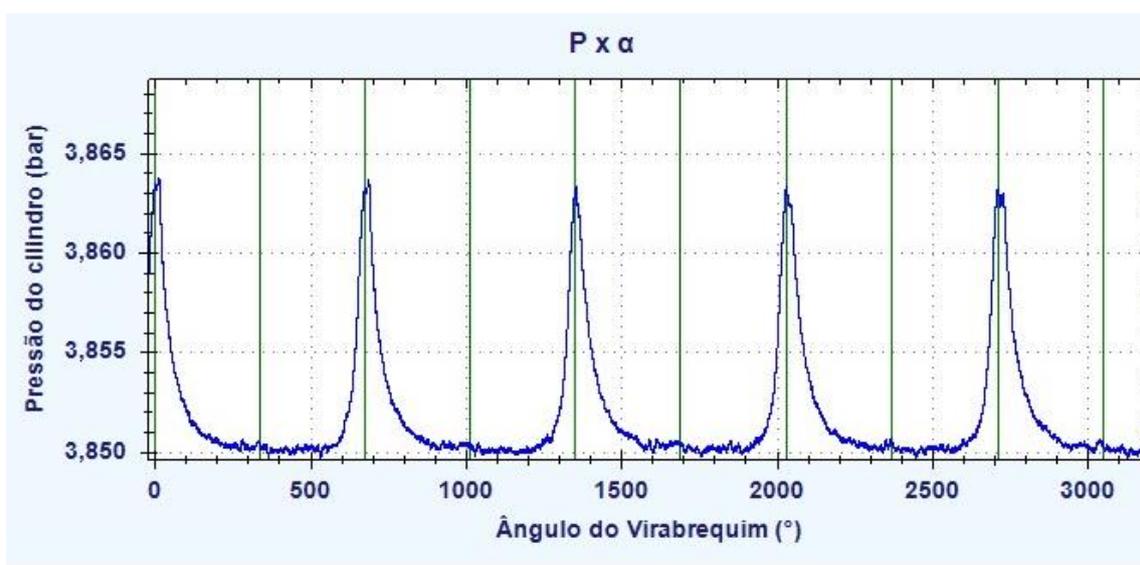


Figura 40 - Curvas obtidas no software de aquisição dos dados de pressão intracilindro sincronizados.

Os instantes de defasagem de pressão máxima apresentam correspondência exata de 720° , como era esperado, pois é um motor cuja queima de um mesmo cilindro demanda duas voltas no eixo para ocorrer novamente (Figura 40).

Um experimento no laboratório de modelo reduzido foi realizado para condições de desvios, como problemas de injeção. O experimento se deu removendo a entrada de combustível no bico de um dos cilindros, como indica a Figura 41.



Figura 41 - Simulação para falha de injeção em um cilindro

Na Figura 42 é possível observar o desvio na curva de pressão, considerando o sensor desenvolvido, com os desvios da pressão máxima. A pressão máxima nesse cilindro permaneceu igual a de compressão, ou seja, sem a combustão. Indicando a incidência do desvio, podendo correlacionar ao problema na injeção.

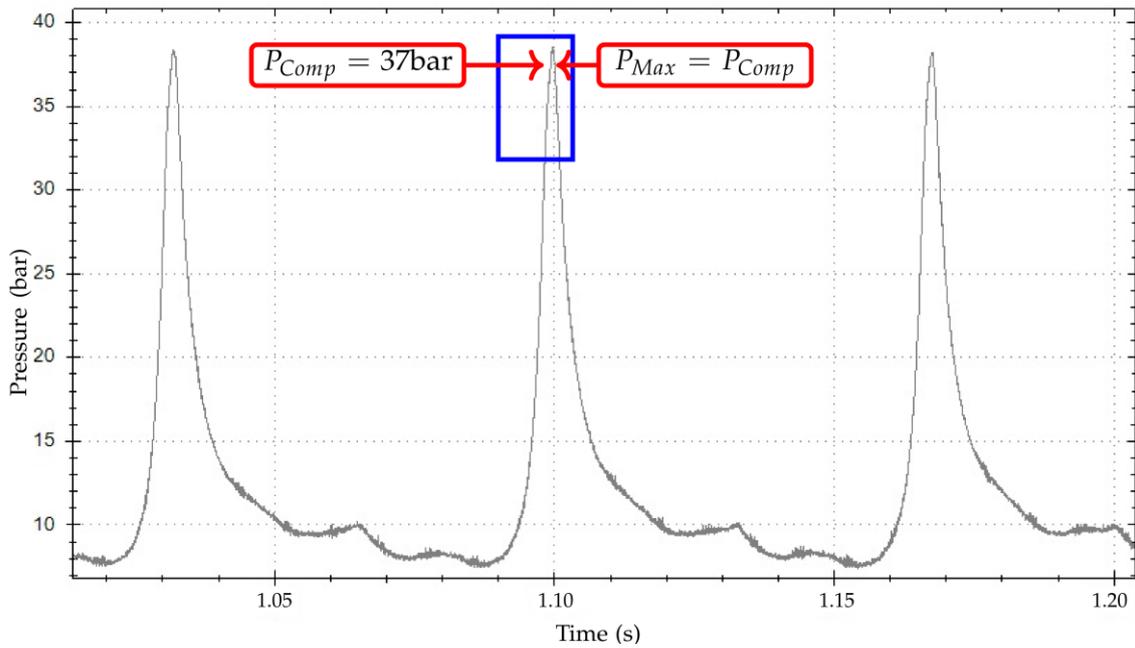


Figura 42 - Curva de pressão intracilindro com o sensor desenvolvido para o cilindro com perda de injeção

Outra simulação foi realizada, agora para um desvio de ajuste (mais abertura) na válvula de admissão de um cilindro, o desvio foi observado agora para a circunferência de velocidade instantânea, obtida do encoder de sincronismo. A Figura 43 demonstra em laranja o desvio da curva em razão da presença dessa falha, apontando o desequilíbrio mecânico na formação do torque do motor, para essa condição.

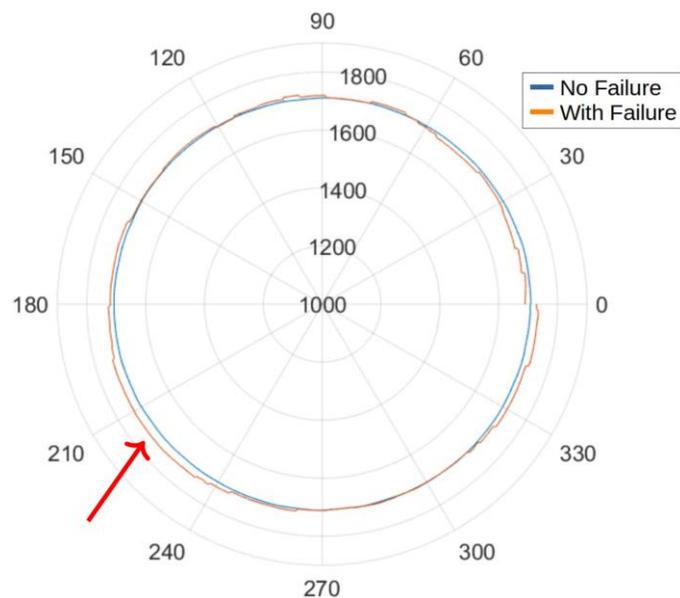


Figura 43 - Curva de velocidade instantânea para o motor sem falha e com perda de ajuste da válvula de admissão em um cilindro

4.2 Medidas de posição das válvulas de admissão e escape no laboratório

O sistema de monitoramento das válvulas foi avaliado no cabeçote do laboratório de modelo reduzido e diversos cenários de condições nominais e de falha foram simuladas. Partiu-se da condição nominal de ajuste da válvula de admissão, cujo sensor de posição angular foi para 0° na posição de repouso e 6° na condição de máxima abertura, como apresenta o gráfico da Figura 44.

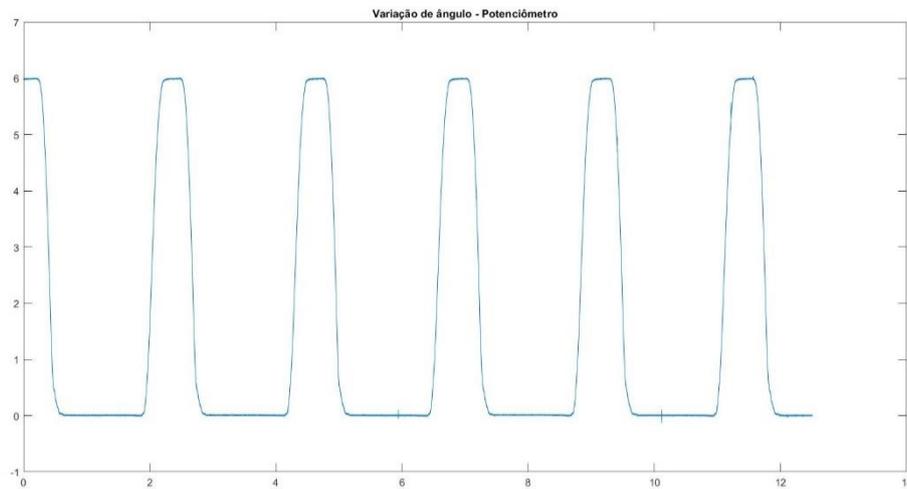


Figura 44 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição nominal de ajuste da válvula.

Um segundo ensaio no cabeçote do laboratório de modelo reduzido foi para a condição onde a válvula em razão de perda de ajuste, ou estrangulamento da válvula que passa a operar com curso limitado. Em razão dos novos limites físicos impostos pela válvula, o sensor de posição apresenta curva característica como na Figura 41. A válvula aberta passou ao limite de $5,5^\circ$, Figura 45 (a), e no retorno ainda foram geradas vibrações mecânicas, Figura 45 (b). Isso por exemplo, limitaria o fluxo de massa para o cilindro e, conseqüentemente perda de performance na queima.

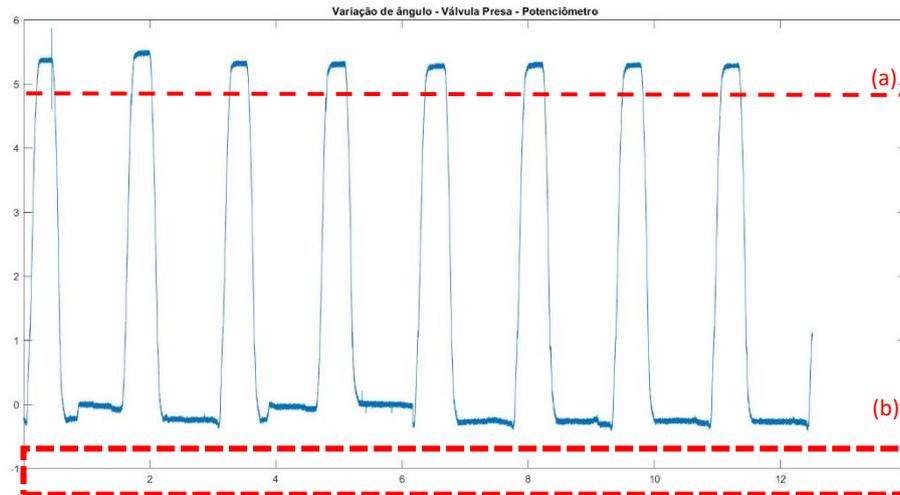


Figura 45 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula estrangulada.

Já para o contrário, quando a válvula está solta, afrouxada, ou mesmo desajustada, um ensaio foi realizado com o propósito de monitorar os efeitos com o sensor proposto. A Figura 46 apresenta limites novos, onde a condição de repouso passou a ficar em 0,5°, ao invés do 0°. Isso implicaria na perda de selagem válvula, ou mesmo atrasos na sua atuação do ciclo de operação do cilindro.

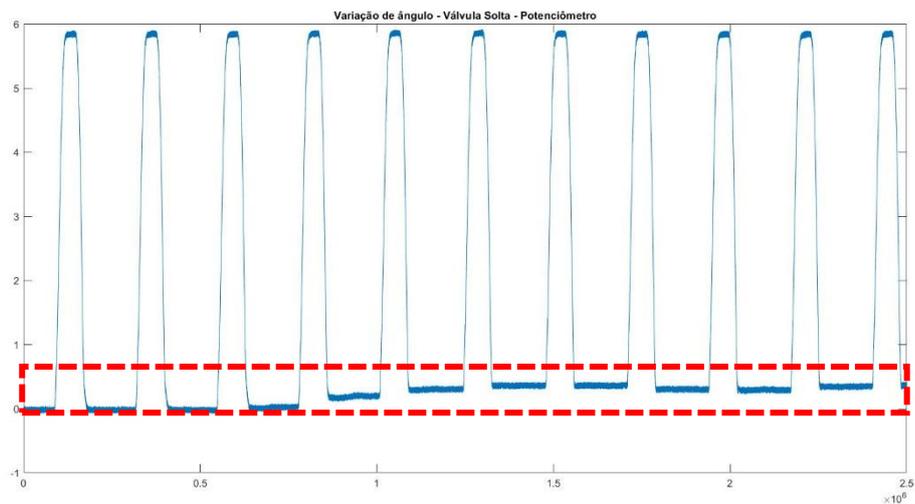


Figura 46 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula solta.

Um outro teste foi a validação das medidas estabelecidas em comparação a metodologia mais empregada no monitoramento online de abertura e fechamento

da válvula, que é a técnica de ultrassom. Um sensor como da Figura 47 foi instalado junto cabeçote e suas medidas foram adquiridas simultaneamente as do sensor desenvolvido.



Figura 47 - Sensor de ultrassom utilizado para comparação ao sensor de posição desenvolvido para monitoramento das posições das válvulas.

A resposta do sensor de posição desenvolvido foi exatamente a mesma, salvo da melhor resposta frente a ruídos provocados por choques nas estruturas, Figura 48.

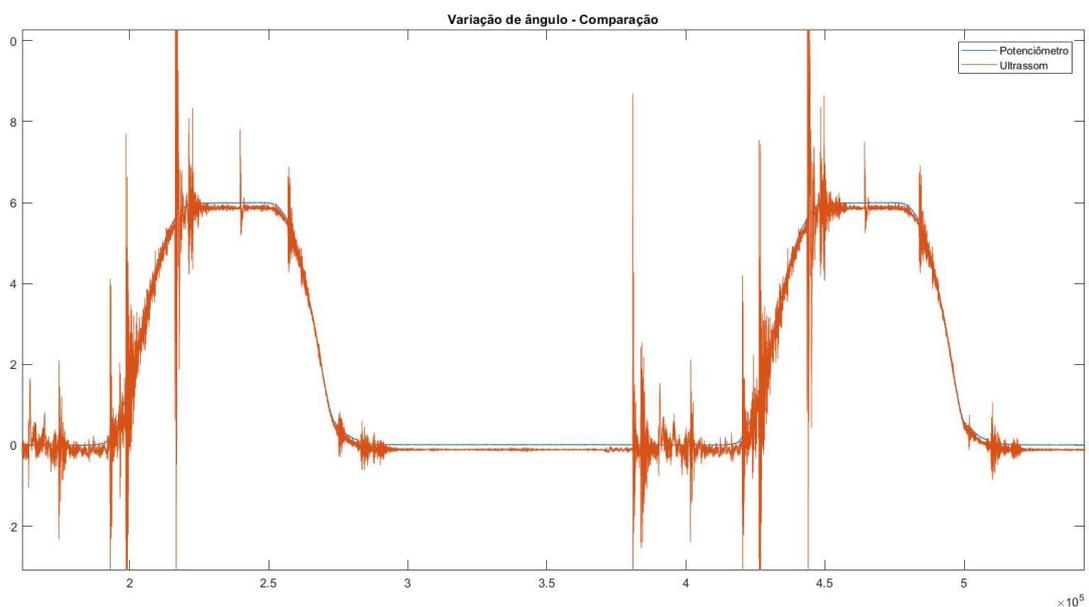


Figura 48 – Sinais de comparação entre a medição com sensor de posição e ultrassom.

A medida de ultrassom se mostra com uma forte alternativa para o monitoramento no laboratório, todavia, em campo, com o motor em operação e todos os demais fenômenos geradores de ruído, a aplicação é limitada e não permite

a visualização de detalhes exatos da operação, como mostra uma aquisição pelo equipamento Marprime Ultra da Maridis na UTE Raesa na Figura 49.

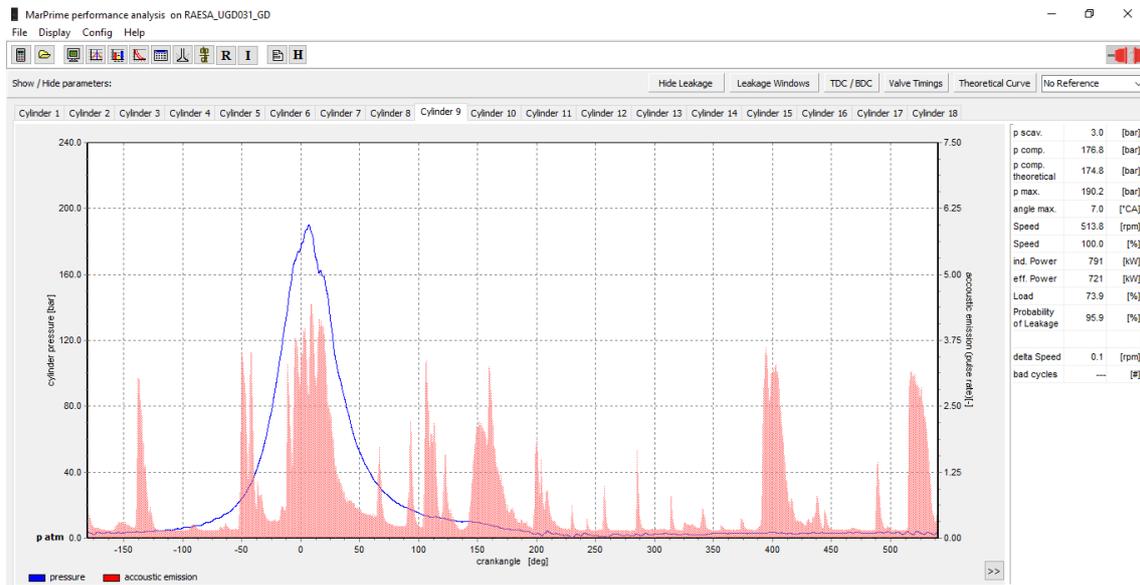


Figura 49 - Imagem do software Marprime para aquisição de ultrassom para o motor operando com gás diesel.

5 Aplicações práticas para a metodologia proposta

As possibilidades demonstradas pelas medidas apresentada no capítulo 4 confirmam o caminho adequado da aplicação proposta no monitoramento das condições das válvulas de admissão e escape em motores a combustão interna. O alcance dessa estratégia foi observado até mesmo para uma instalação em campo (Figura 50 e Figura 51), quando os sensores de pressão intracilindro e posição das válvulas foram instalados em motor de grande porte na UTE Raesa, em motor operando em 116,5MW, 18 cilindros e operando no ciclo gás-diesel.



Figura 50 - Sensores de pressão intracilindro e posição das válvulas no motor 18V46 na UTE Raesa.



Figura 51 - Sensor de posição do eixo instalado no motor 18V46 na UTE Raesa.

As medidas de pressão mostram a sincronização adequada para a pressão, como no caso da Figura 52, com o TDC (0°) coincidindo com a pressão de compressão,

a sensibilidade da curva para diferentes condições de operação da máquina (Figura 53) e possibilidade real de medir as defasagens (Figura 54), uma vez que as medidas estão referenciadas com o eixo virabrequim.

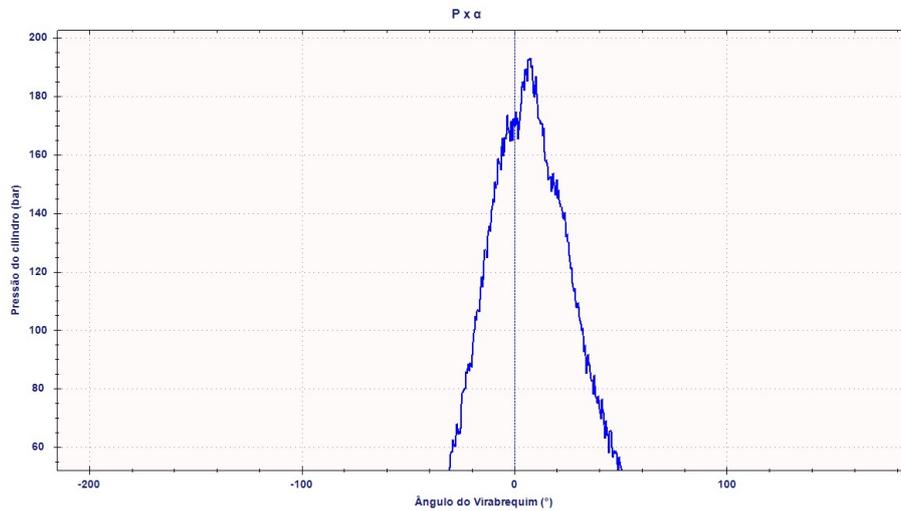


Figura 52 - Curva de pressão intracilindro obtida e compressão coincidindo com o TDC.



Figura 53 - Curva de pressão intracilindro obtida para várias condições de operação.



Figura 54 - Detalhe da análise de diferença angular entre a compressão e a pressão máxima.

A partir das medidas em laboratório, como demonstrado no capítulo 4, estratégias de medição foram sugestivas para o diagnóstico da condição da válvula em cada ciclo. Tomando o caso nominal abaixo, onde as válvulas se encontravam em condições nominais foram propostos os seguintes monitoramentos para distinção entre um processo de falha ou desajuste da condição inicial.

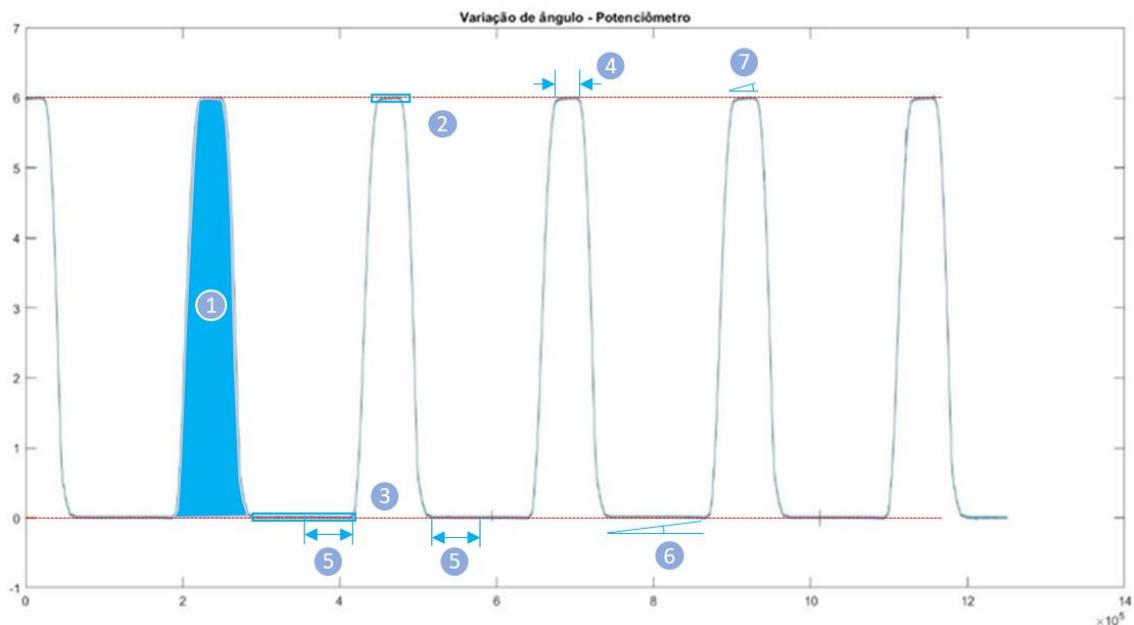


Figura 55- Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição nominal de ajuste da válvula e pontos de monitoramento.

Em,

1. Área correspondente a todo o período de deslocamento da válvula no ciclo. • Cada fase do movimento da válvula, seja de admissão ou escape, envolve etapas distintas: a fase de abertura rápida, o período de permanência (quando a válvula está totalmente aberta) e a fase de fechamento. Essa área foi obtida pela integração da curva correspondente a um ciclo.
2. Área compreendida entre a região de máxima abertura e o limite máximo nominal. Corresponde a comportamentos de limitação promovidos por perda de ajuste, empeno da válvula ou desgaste nos cames. Essa área foi obtida pela integração entre a curva de máximo e a curva de deslocamento no ciclo.
3. Área compreendida entre a região de máximo fechamento e a posição de máximo fechamento. Corresponde a comportamentos de limitação promovidos por perda de ajuste, folga da válvula ou carbonização no assento da válvula. Essa área foi obtida pela integração entre a curva de mínimo e a curva de deslocamento no ciclo.

4. Tempo de máximo: período em que a válvula permanece em posição de máxima abertura, obtido pela soma dos tempos em que a válvula esteve acima da altura de levante. Essa medida foi tomada para identificar, assim como a área mencionada no item 2, porém permite uma melhor identificação do tipo de desvio em progresso.
5. Tempo de mínimo: Tempo em que a válvula permanece na posição de máximo fechamento. Esse tempo é obtido pela soma dos períodos em que a válvula permaneceu na posição de mínimo (fechamento). Essa medida foi tomada para identificar desvios, assim como a área no item 3, mas permite melhor identificação do tipo de desvio em progresso.
6. Inclinação do deslocamento da válvula na posição de máximo. Também utilizada para acompanhar os processos e desvios, como no item 2, mas permite uma distinção mais precisa para a detecção da forma dos desvios.
7. Inclinação do deslocamento da válvula na posição de mínimo. Também utilizada para acompanhar os processos e desvios, como no item 3, mas permite uma distinção mais precisa para a detecção da forma dos desvios.

Parâmetros obtidos para cada ciclo, na condição nominal:

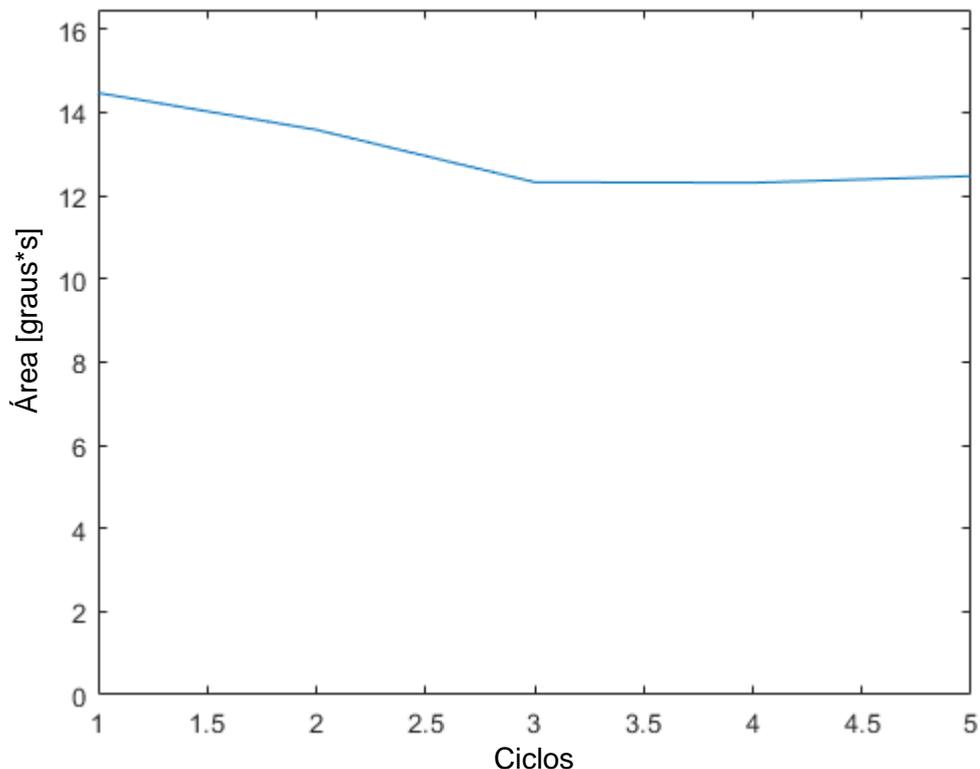


Figura 56 - Área de cada ciclo para a condição nominal da válvula

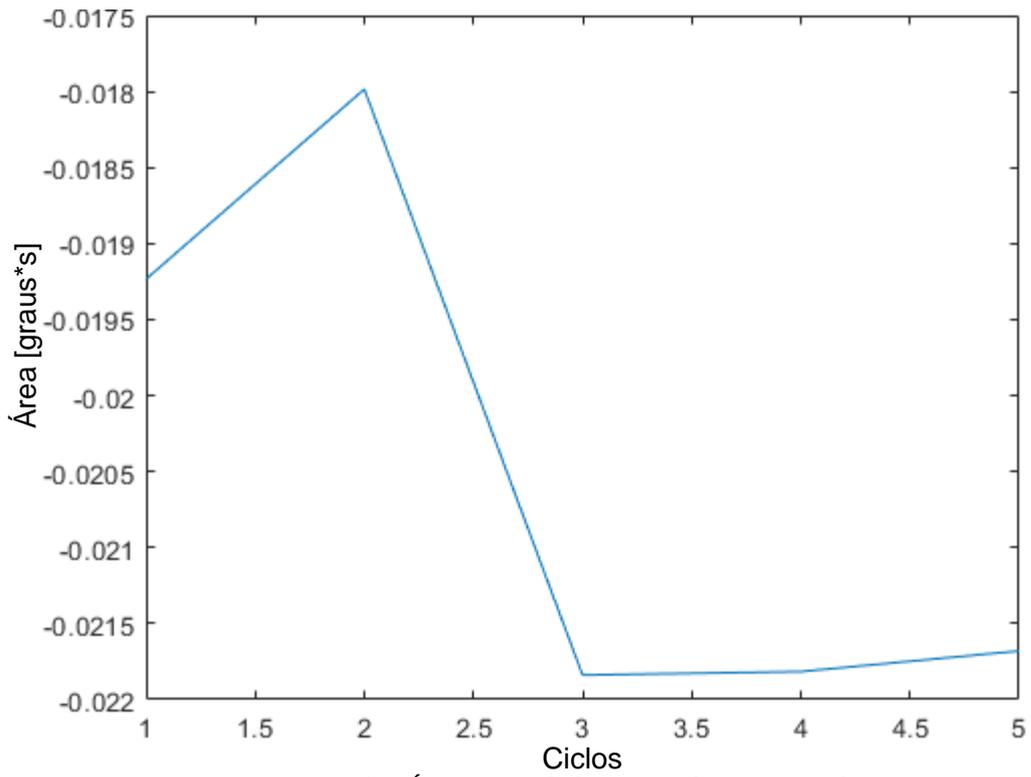


Figura 57 - Área acima do levante máximo por ciclo

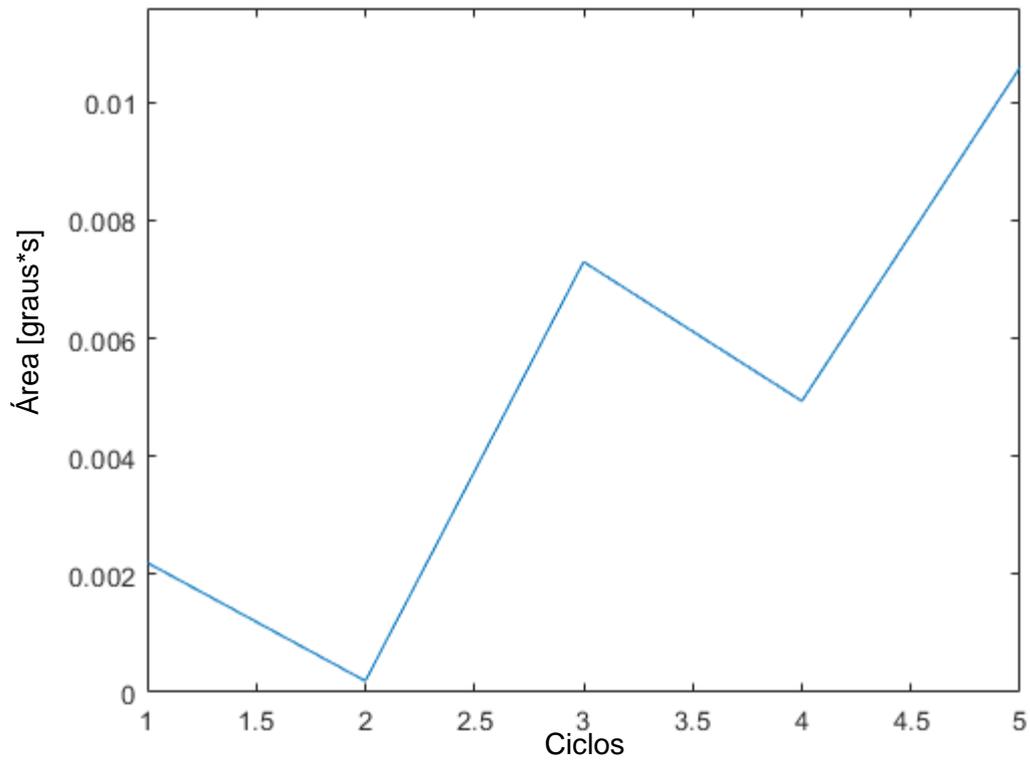


Figura 58 - Área abaixo da posição de mínimo

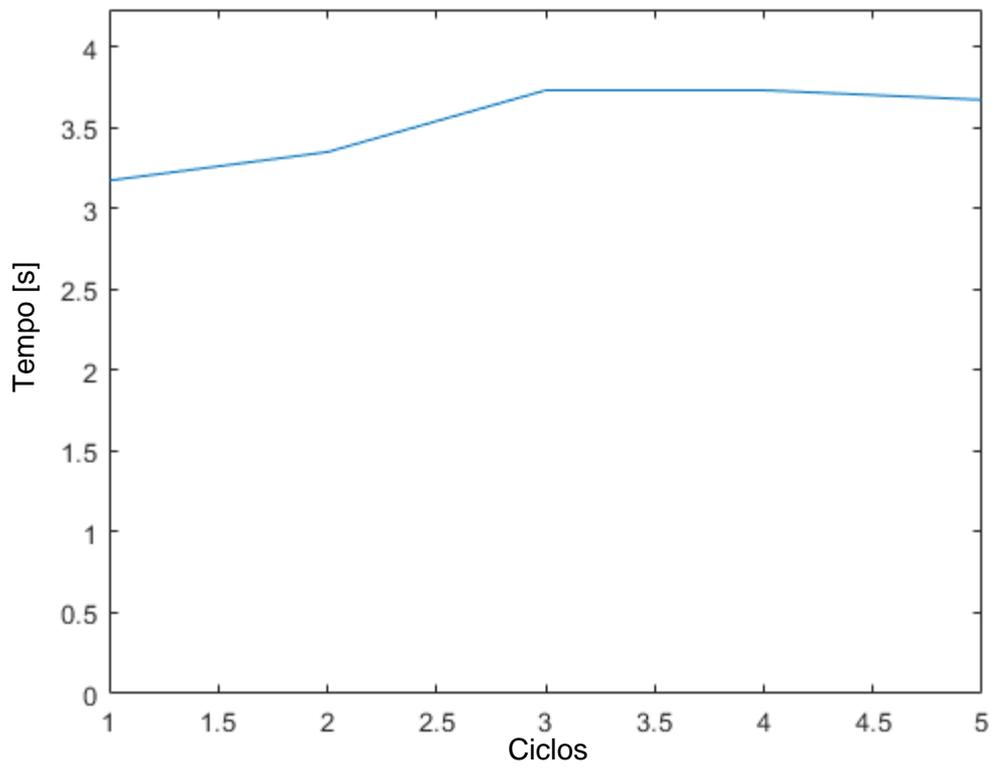


Figura 59 - Tempo em máximo deslocamento

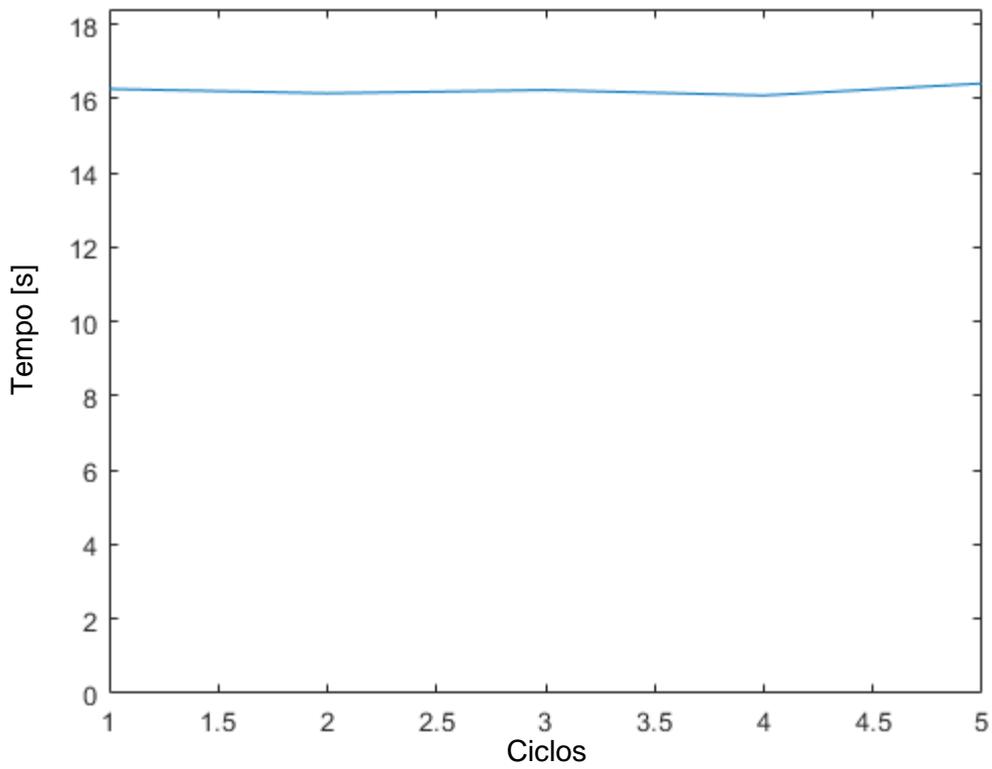


Figura 60 - Tempo em mínimo deslocamento

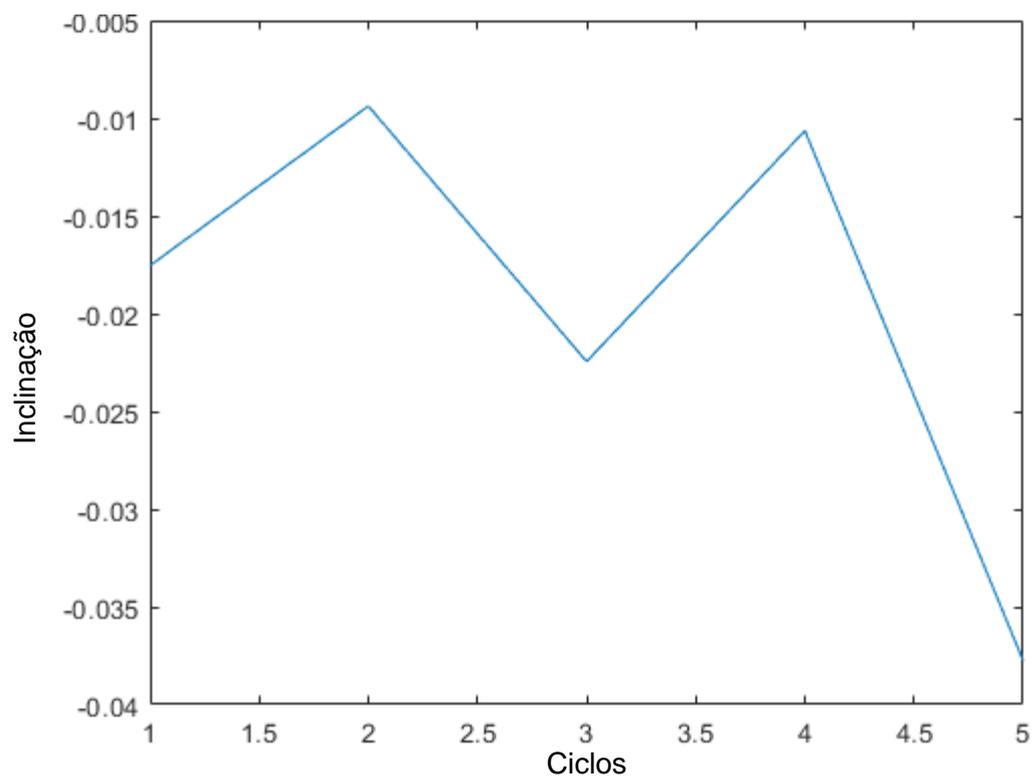


Figura 61 - Inclinação para o deslocamento em mínimo

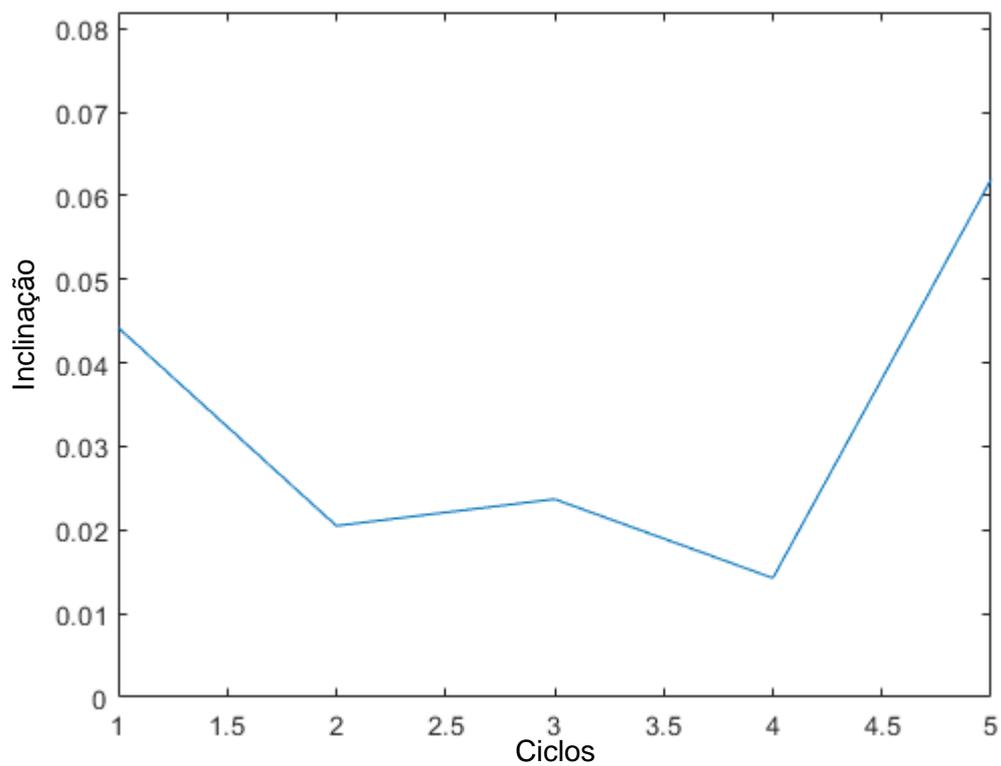


Figura 62 - Inclinação para o deslocamento em máximo

Parâmetros obtidos para cada ciclo, na condição de válvula presa:

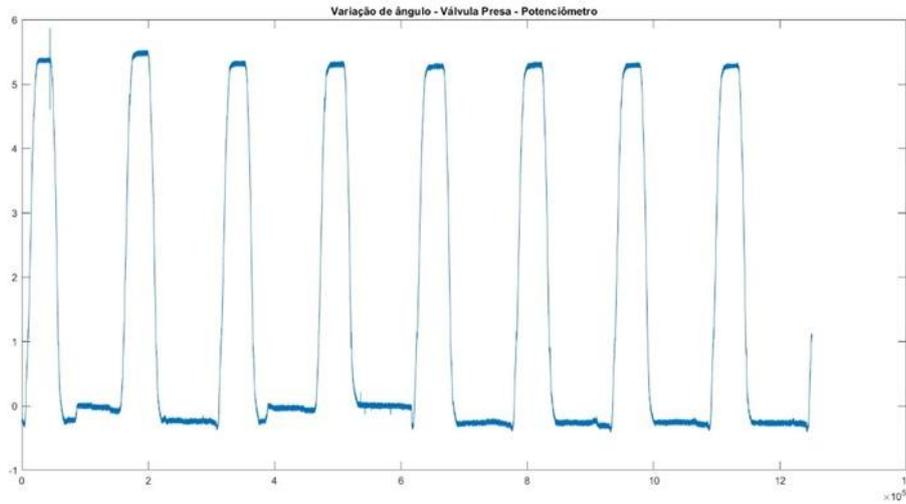


Figura 63 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula presa.

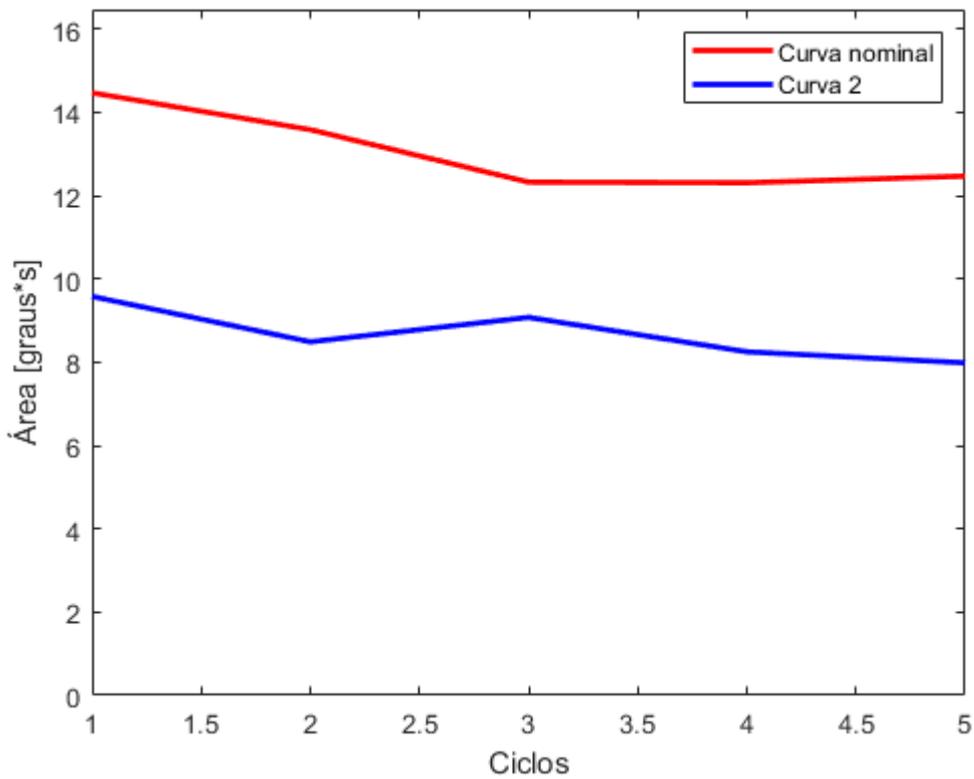


Figura 64 - Área de cada ciclo

O gráfico apresenta variação significativa em relação ao nominal que está entre 12 e 14 em cada ciclo. Como indicativo primeiro, representa uma variação significativa para o volume de massa de admissão ou escape.

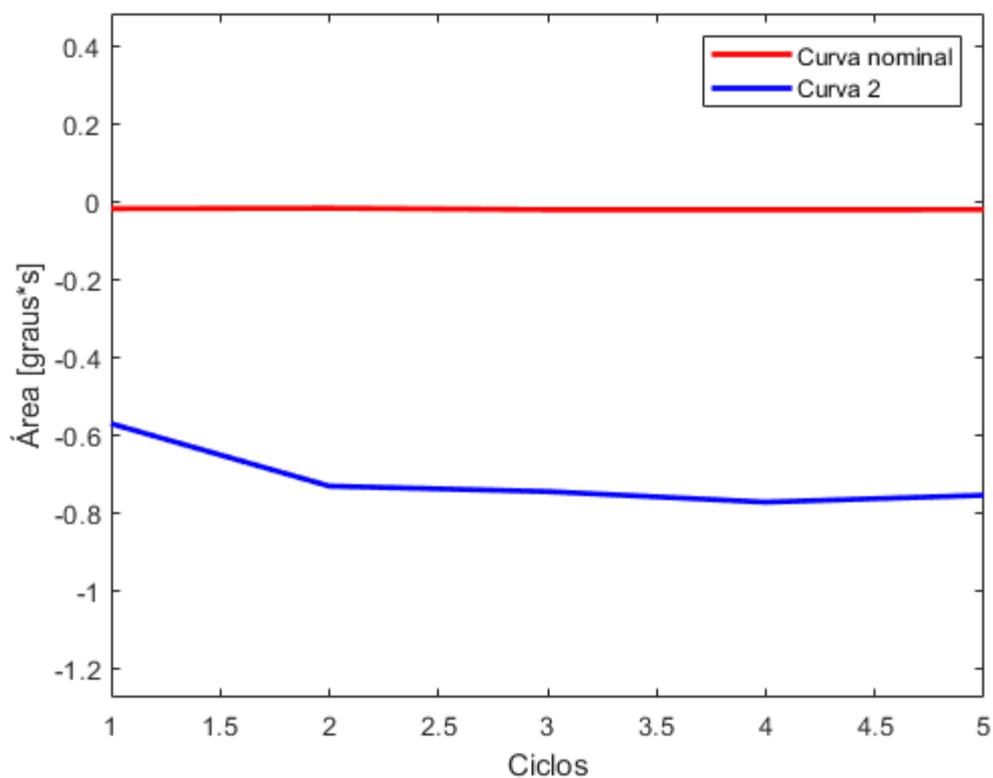


Figura 65 - Área acima do levante máximo por ciclo

A partir da Figura 65 observa-se uma redução nas áreas em relação ao nominal, ou seja, os limites de deslocamentos máximos ficaram significativamente mais baixos. Sugere-se, portanto, que a variação de área tem relação a impedimentos da válvula de alcançar os limites de ajuste, seja por perda do ajuste, ou por limitações de curso. Como também na Figura 66 têm-se um aumento de área, entende-se um fenômeno, onde a válvula não consegue cumprir seus cursos nominais, concluindo, portanto, para uma válvula presa. De forma que em aplicações automáticas, o cruzamento das informações de área poderá conduzir às mesmas avaliações.

Como os tempos de máximo estão bem próximos ao nominais, entende-se que o deslocamento promovido pelos comes oferece um desempenho a permitir ainda os tempos nominais, todavia, os tempos apresentados pela Figura 68 são inferiores, fazendo representar que em menos tempo a válvula apresenta selagem em relação à demanda natural, representando fenômenos de válvula com curso limitado e sendo deslocada mesmo para a condição onde o comes não tem ângulos de levantamento. A Figura 69, também confirma o comportamento de oscilações da válvula para o período de fechamento, traduzindo bem a curva de válvula presa.

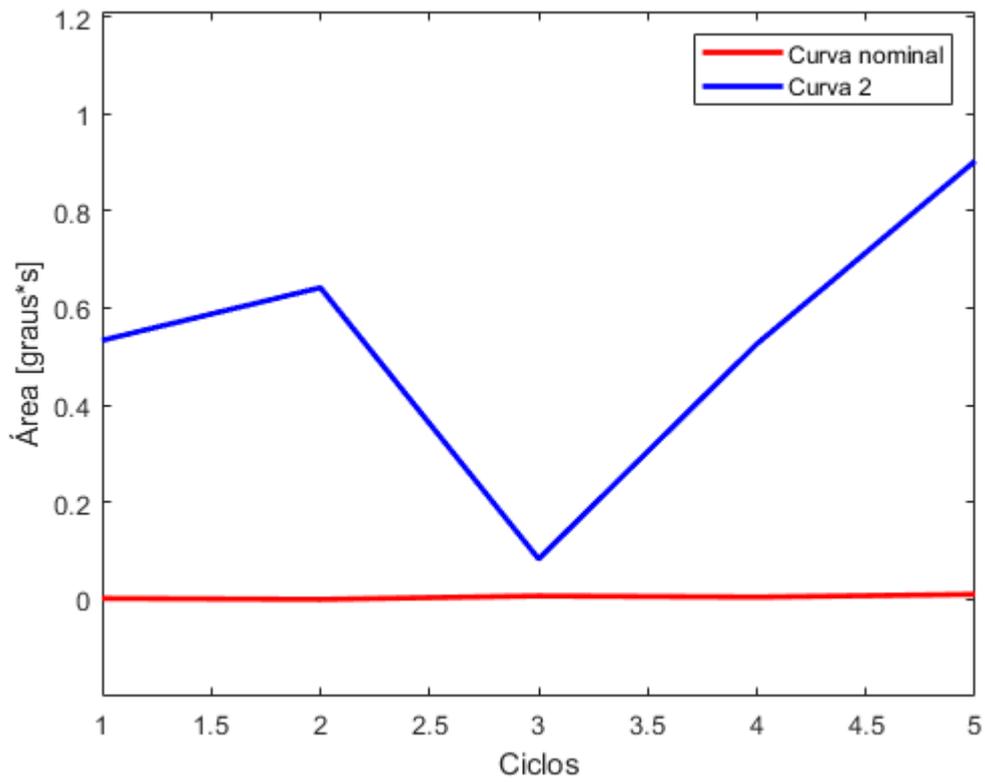


Figura 66 - Área abaixo da posição de mínimo

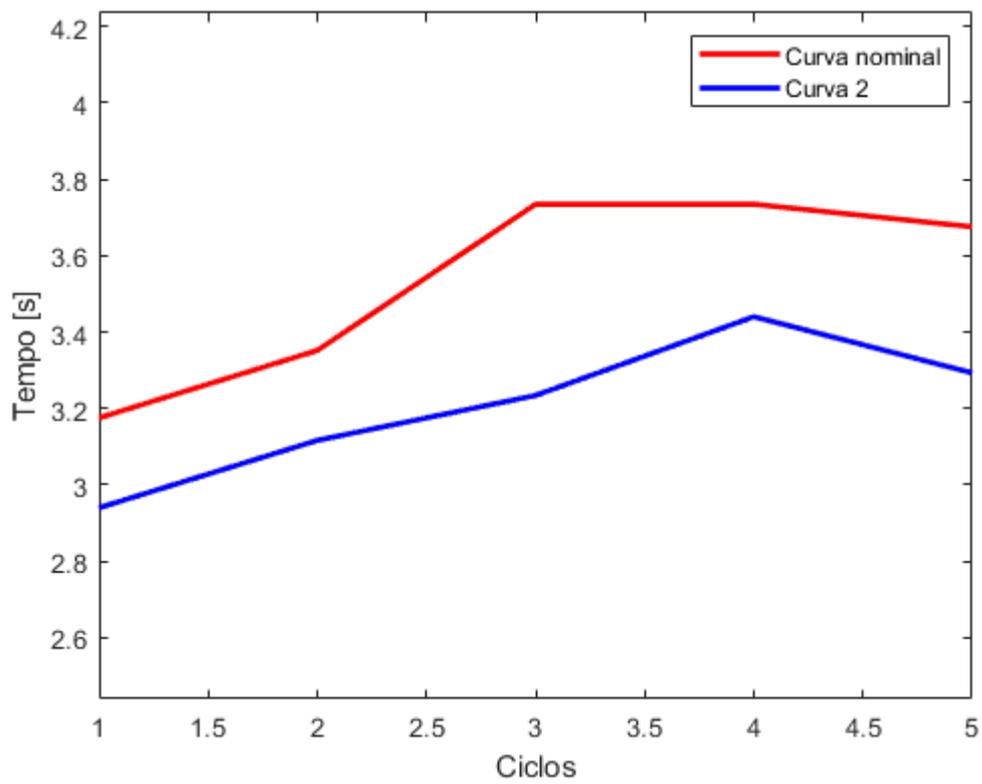


Figura 67 - Tempo em máximo deslocamento

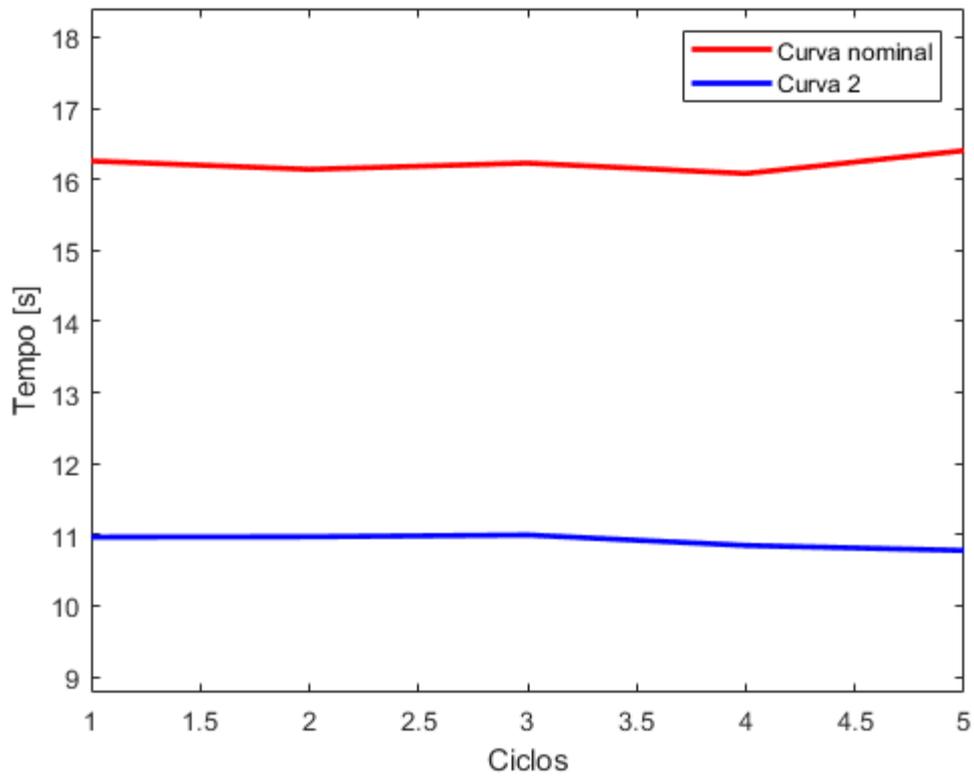


Figura 68 - Tempo em mínimo deslocamento

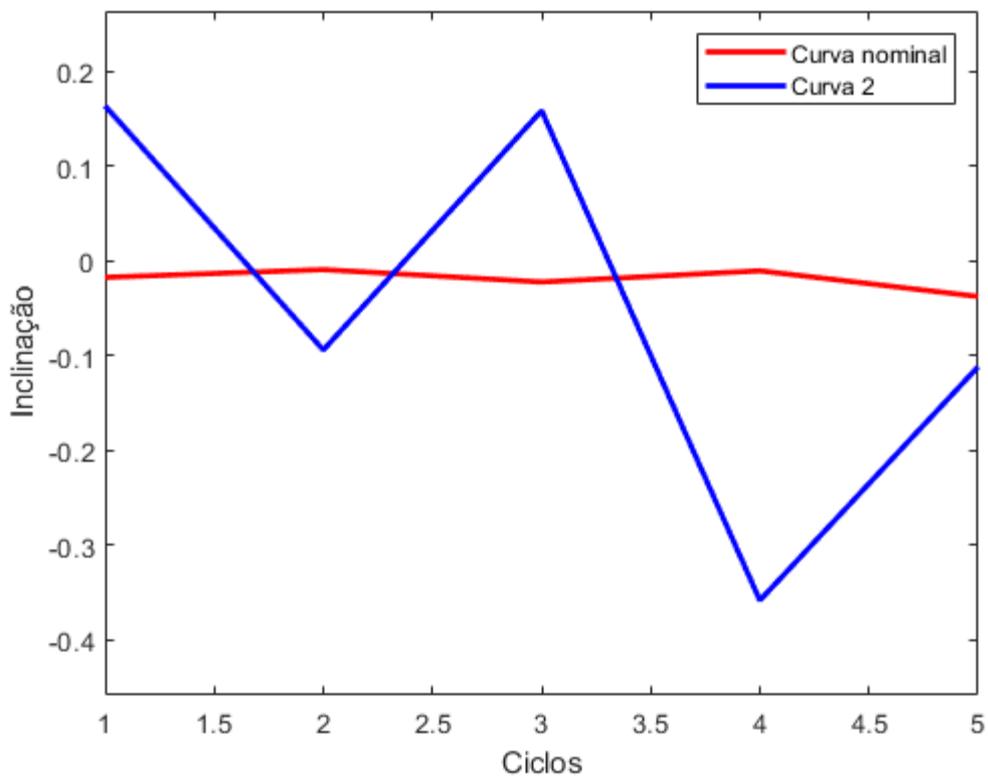


Figura 69 - Inclinação para o deslocamento em mínimo

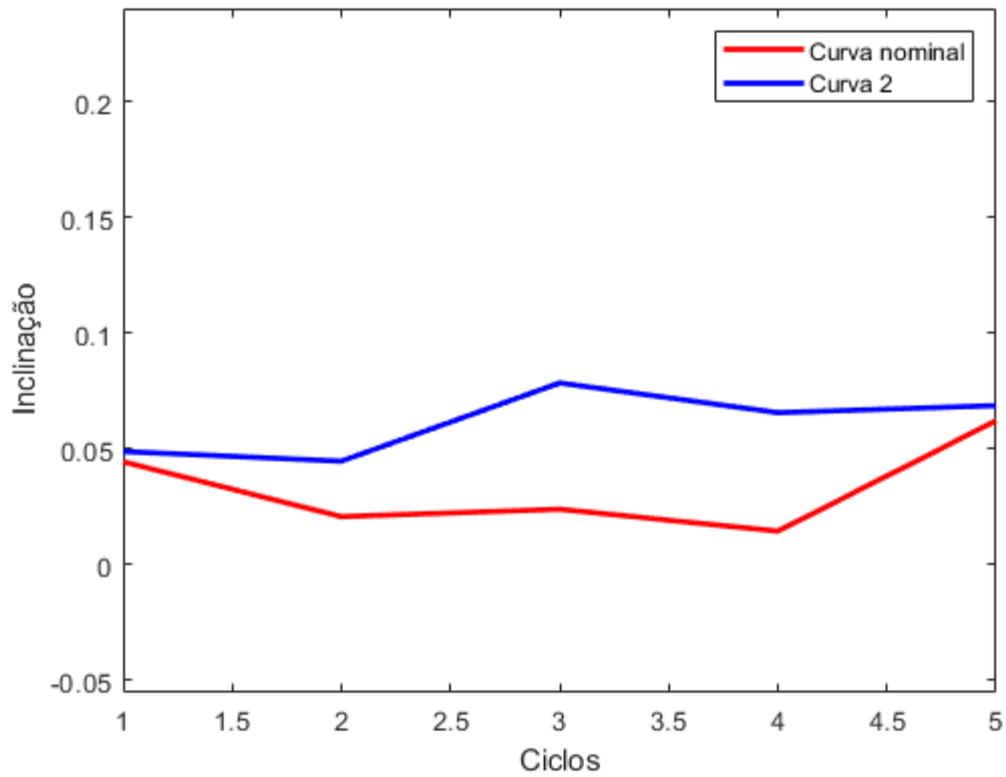


Figura 70 - Inclinação para o deslocamento em máximo

Parâmetros obtidos para cada ciclo, na condição de válvula solta:

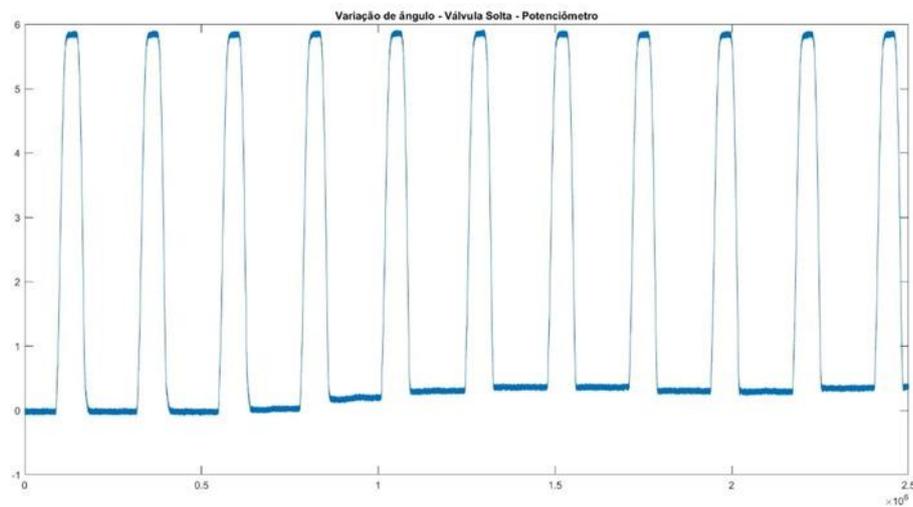


Figura 71 - Medição da posição da válvula de admissão, com o sensor de posição angular proposto, em relação ao eixo virabrequim para condição de válvula solta.

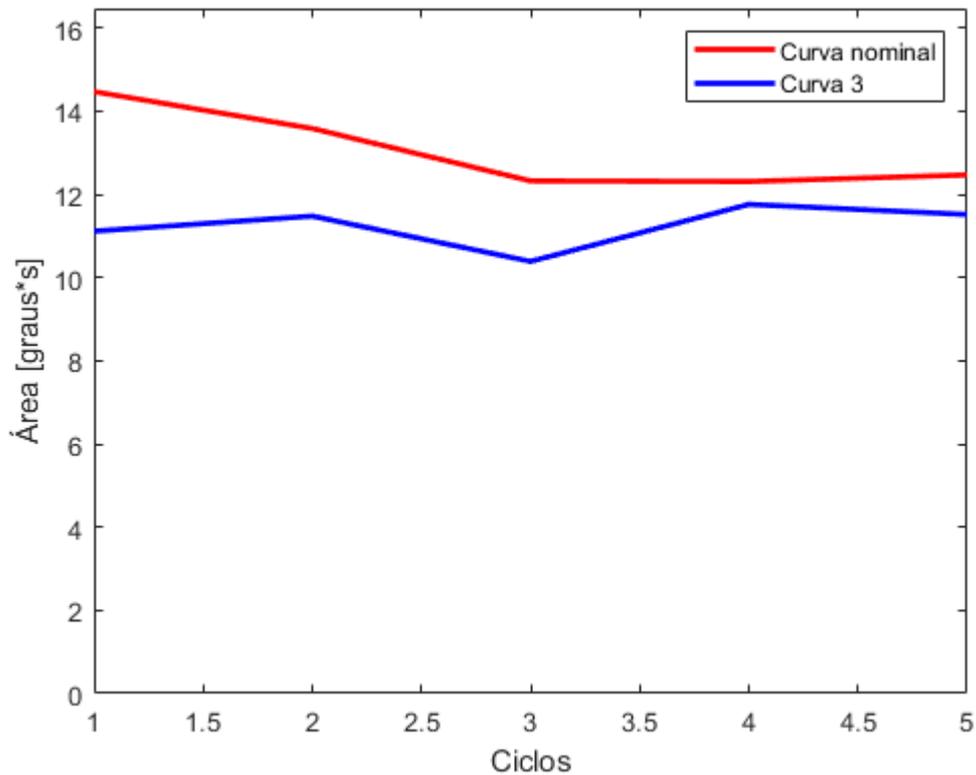


Figura 72 - Área de cada ciclo

A Figura 72, mostra o desvio da curva em razão da variação da área, ou seja, menor fluxo de massa passando pela válvula. Uma fração menor que para a válvula presa. A suspeita para a perda de ajuste, mas como tanto para a amplitude, quanto para a menor selagem da válvula, o diagnóstico conduz para uma válvula solta.

Os tempos de válvula em máximo e em mínimo ficaram longe do nominal, indicando uma disfunção total da válvula.

As inclinações ficaram semelhante às nominais, indicando nenhuma obstrução da válvula tanto para máximo quanto para fechamento.

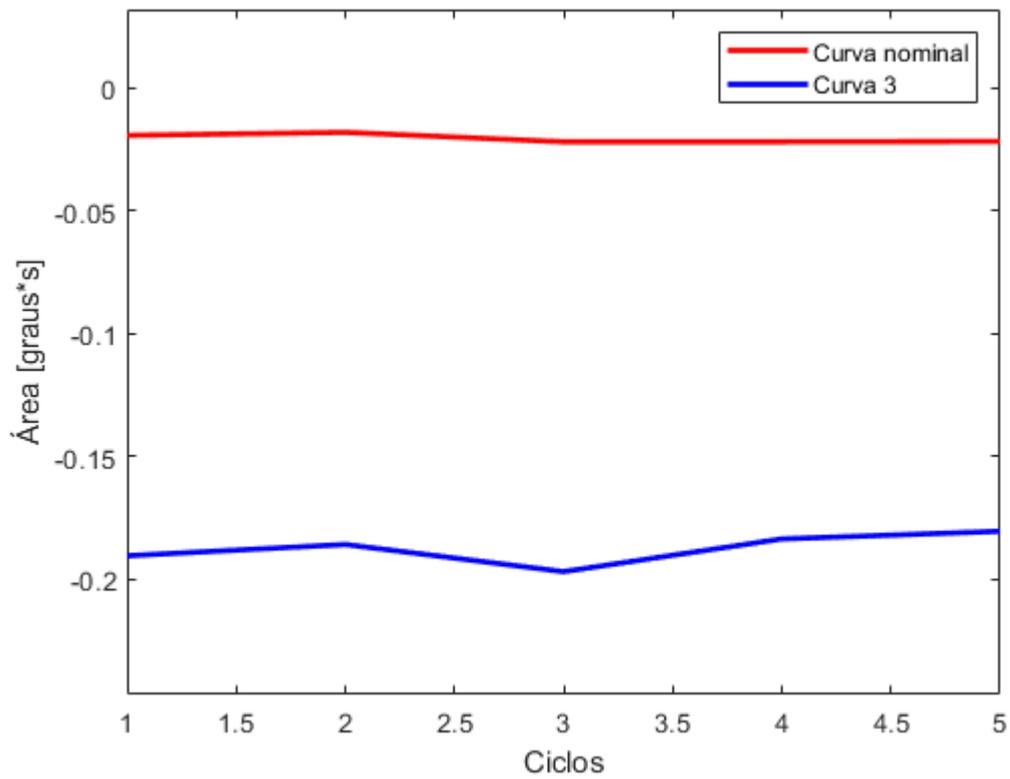


Figura 73 - Área acima do levante máximo por ciclo

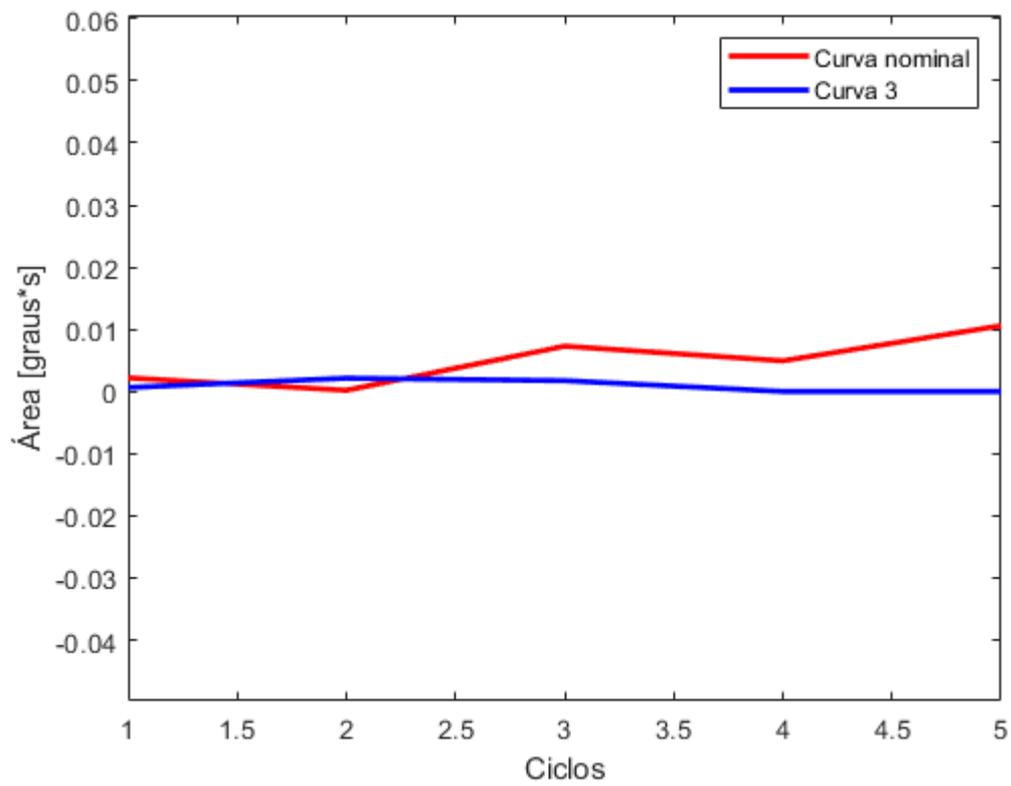


Figura 74 - Área abaixo da posição de mínimo

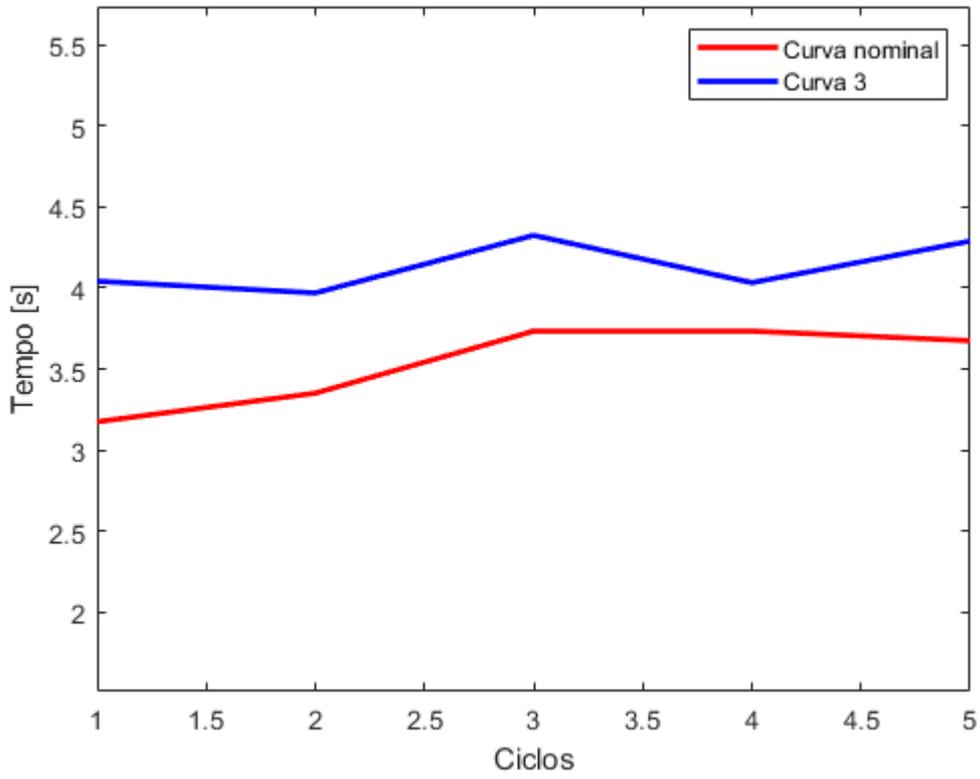


Figura 75 - Tempo em máximo deslocamento

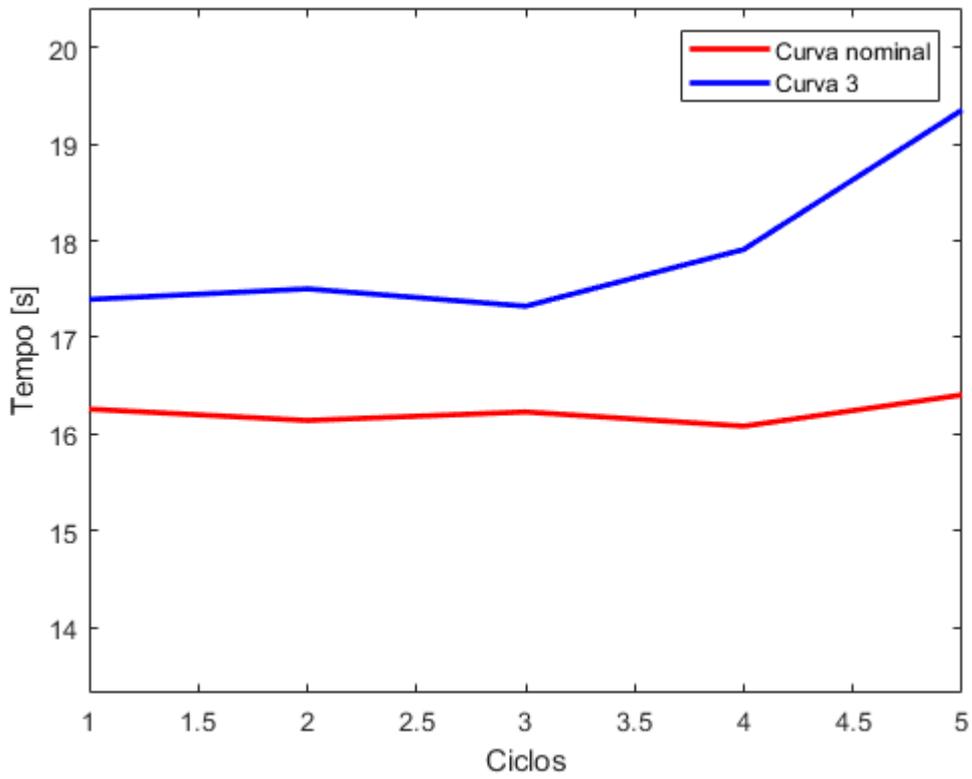


Figura 76 - Tempo em mínimo deslocamento

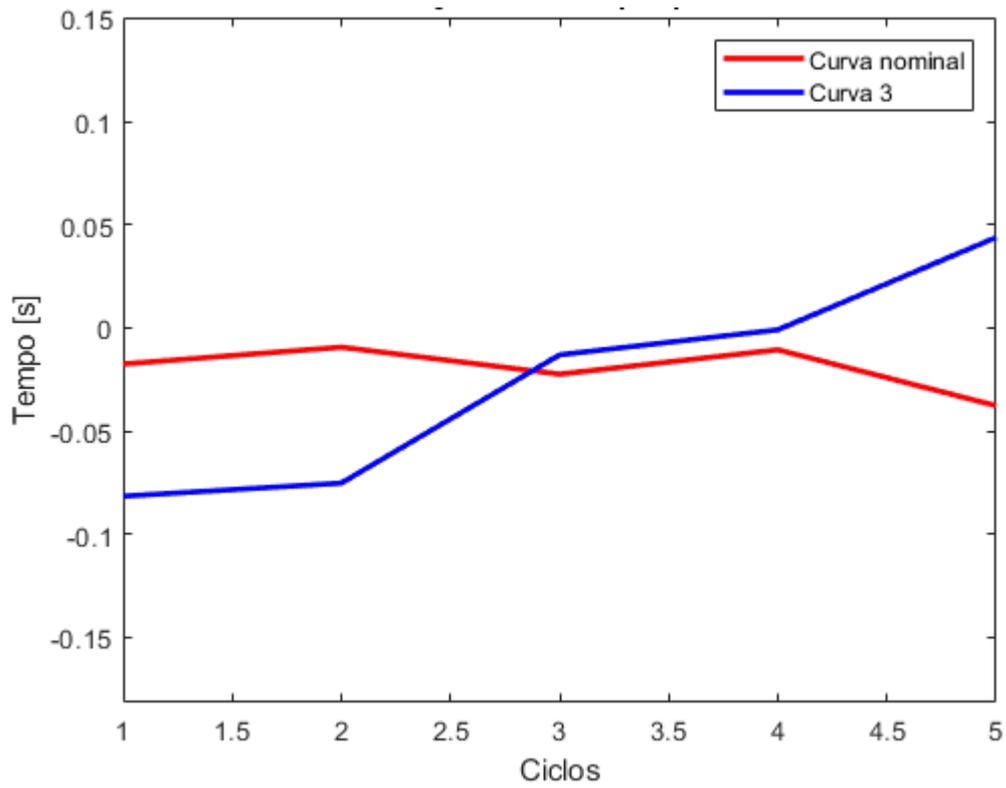


Figura 77 - Inclinação para o deslocamento em mínimo

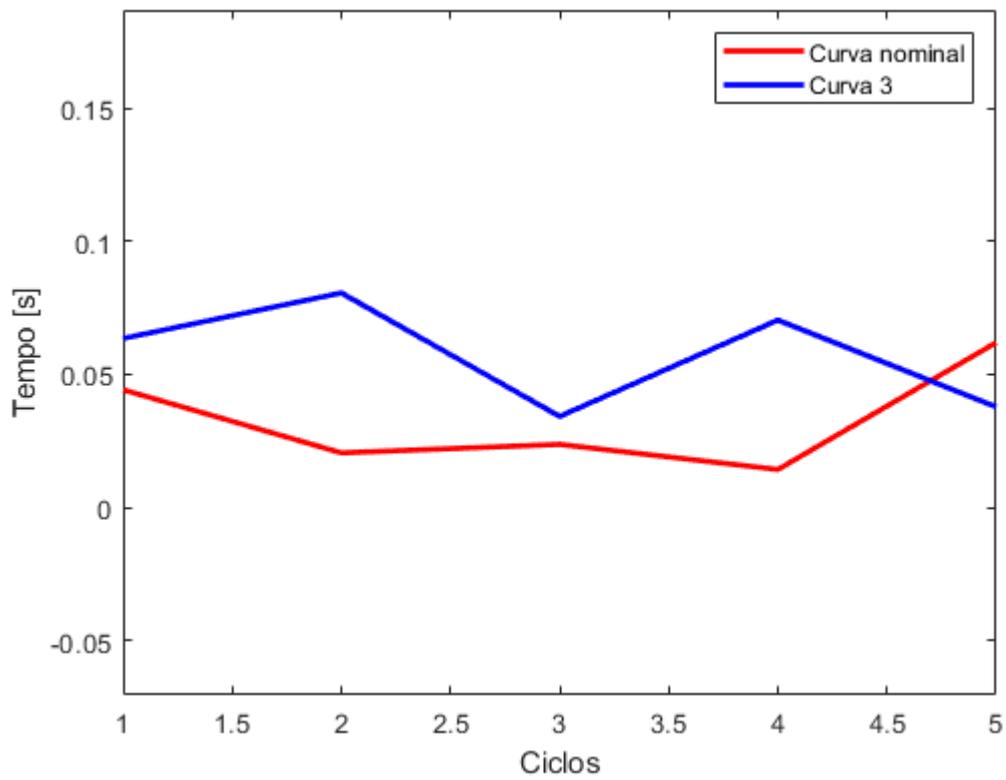


Figura 78 - Inclinação para o deslocamento em máximo

A metodologia proposta de monitoramento, representa uma medida de automação para a avaliação do comportamento da válvula ciclo a ciclo. Os sete parâmetros propostos, demonstram uma representação total do perfil da curva, permitindo uma detecção e comparação com parâmetros nominais da curva. O processamento simples desses sistemas, permite a orientação para revisões programadas e ciclo a ciclo uma medida capaz de se identificar fenômenos transitórios ou permanentes. O acompanhamento de tendência desses parâmetros permite a definição de limites de atenção e falha, de forma a orientar de forma planejada a intervenção para ajustes, ou reparação.

6 Conclusões

O presente trabalho apresentou o desenvolvimento e validação de um sistema para o monitoramento e diagnóstico das válvulas de admissão e escape em motores de combustão interna, com foco na detecção precoce de falhas e na manutenção preditiva. Este sistema foi projetado para abordar lacunas na literatura existente, que até então se concentrava principalmente no controle das válvulas, sem explorar adequadamente o potencial diagnóstico dessas técnicas.

A introdução deste estudo contextualizou a importância de motores de combustão interna no cenário energético atual, destacando a necessidade de otimização da eficiência desses motores para reduzir emissões de gases de efeito estufa e melhorar a sustentabilidade. Com base nesses desafios, foram estabelecidos objetivos claros para a pesquisa: desenvolver uma metodologia de monitoramento capaz de detectar, com precisão e antecedência, falhas nas válvulas causadas por desgaste, perda de ajuste ou outras degradações, a fim de prolongar a vida útil dos motores e garantir uma operação mais eficiente.

Os métodos tradicionais de monitoramento, como o uso de ultrassom, foram analisados criticamente ao longo da revisão bibliográfica. Embora sejam amplamente utilizados para o controle das válvulas, esses métodos demonstram limitações quando aplicados ao diagnóstico, especialmente em ambientes industriais ruidosos. Isso motivou o desenvolvimento de uma abordagem alternativa, que combina sensores de pressão intracilindro e de posição das válvulas, integrados a uma metodologia avançada de processamento de dados.

O sistema proposto foi validado através de uma série de experimentos conduzidos em ambiente controlado de laboratório, utilizando um bloco de motor real, oriundo de um motor marítimo. Essas simulações permitiram avaliar o comportamento das válvulas sob diferentes condições operacionais, incluindo situações que simulavam falhas como desgaste excessivo e desajuste das válvulas. As estratégias de processamento das medidas foram fundamentais para a detecção dessas falhas. O sistema analisou parâmetros como a área de deslocamento das válvulas, o tempo de permanência em posições máximas e mínimas, e a inclinação

dos deslocamentos, permitindo uma diferenciação precisa entre condições normais de operação e diversos tipos de falhas.

A metodologia desenvolvida não apenas demonstrou eficácia na detecção de falhas em condições controladas, mas também se mostrou robusta para aplicação em cenários reais. A instalação do sistema na Usina Termelétrica Rio Amazonas Energia S.A. (UTE Raesa) foi um passo crucial para validar a aplicabilidade industrial da solução. Embora na UTE Raesa o foco não tenha sido a simulação de falhas, as medidas realizadas confirmaram que o sistema é capaz de operar de forma eficiente em motores de grande porte, sob condições reais de operação. A instalação dos sensores e a aquisição dos dados em um motor operando em ciclo gás-diesel permitiram verificar a compatibilidade do sistema com a infraestrutura existente e sua capacidade de fornecer dados precisos para análise posterior.

O principal avanço deste trabalho está na capacidade de monitoramento e diagnóstico das válvulas de admissão e escape. A técnica de monitoramento desenvolvida demonstrou ser eficaz na identificação precoce de falhas nas válvulas, permitindo intervenções preventivas que prolongam a vida útil dos motores e aumentam sua eficiência. Embora a integração com a análise da pressão intracilindro não tenha sido o foco principal, ela se mostrou relevante, pois os desvios na operação das válvulas impactam diretamente as condições do ciclo de combustão. O monitoramento da pressão intracilindro, portanto, complementa o diagnóstico das válvulas, fornecendo uma visão holística do desempenho do motor e permitindo ajustes em tempo real que otimizam o processo de combustão.

Os resultados obtidos mostram que o sistema é capaz de identificar precocemente as variações causadas por falhas nas válvulas, como perda de estanqueidade e desgaste, que comprometem a eficiência volumétrica do motor. Ao detectar essas falhas em um estágio inicial, é possível realizar ajustes e reparos antes que o desempenho do motor seja afetado, o que contribui diretamente para a eficiência operacional e a redução de emissões de poluentes. A análise crítica das medidas processadas, aliada à interpretação dos dados em tempo real, assegura que o sistema não só monitora, mas também diagnostica de forma precisa, alinhando-se aos objetivos de prolongar a vida útil dos motores e de reduzir o impacto ambiental.

Além das contribuições técnicas, este trabalho também abre caminho para futuras pesquisas na área de monitoramento e diagnóstico de motores a combustão. A metodologia proposta pode ser expandida para incluir novas técnicas de processamento de dados, como o uso de algoritmos de machine learning, que poderiam melhorar ainda mais a capacidade de prever falhas e otimizar o desempenho do motor. Adicionalmente, a adaptação da tecnologia para outros tipos de motores, incluindo aqueles que utilizam combustíveis alternativos, representa uma linha promissora para a continuidade desta pesquisa.

Em síntese, esta tese conseguiu atingir os objetivos propostos, desenvolvendo uma solução para o monitoramento e diagnóstico das válvulas de motores de combustão interna. A capacidade de identificar e diagnosticar falhas nas válvulas em estágios iniciais representa uma contribuição para a manutenção preditiva, proporcionando uma operação mais eficiente e sustentável para motores de grande porte. As implicações industriais desta tecnologia são vastas, prometendo benefícios em termos de eficiência energética, redução de custos operacionais e minimização do impacto ambiental.

O sucesso deste trabalho não só reforça a importância de continuar explorando soluções inovadoras na área de monitoramento industrial, mas também destaca a relevância de abordar criticamente as limitações das técnicas tradicionais, buscando constantemente aprimorar as práticas de manutenção e diagnóstico em motores a combustão interna.

6 Trabalhos futuros

Este trabalho destaca o potencial de aplicação industrial do sistema, especialmente em motores de grande porte, contribuindo para a operação mais eficiente e sustentável. Os próximos passos sugerem a validação em ambientes industriais reais e a adaptação dos parâmetros "duration" e "delay" para controladores de injeção, ampliando ainda mais o impacto positivo desta inovação.

Além disso, a integração desse sistema com o controle de injeção de combustível mostrou-se promissora, portanto, podem ser implementadas, permitindo ajustes dinâmicos que resultam em melhorias significativas na eficiência do motor e na redução de emissões.

Outras propostas para complementação do trabalho sugeridas são:

- Otimização do Algoritmo de Diagnóstico: O desenvolvimento de algoritmos mais avançados para melhorar a precisão na detecção de falhas nas válvulas e no sistema de combustão. Isso pode incluir o uso de técnicas de aprendizado de máquina ou redes neurais para analisar os dados coletados e prever falhas antes que elas ocorram.
- Estudos Comparativos entre Métodos de Monitoramento: Realizar estudos comparativos entre diferentes métodos de monitoramento de válvulas, como ultrassom, sensores piezoresistivos e outras tecnologias emergentes, para determinar a melhor abordagem em termos de custo-benefício, precisão e aplicabilidade em diferentes ambientes operacionais.
- Desenvolvimento de Sistemas para Motores de Combustível Alternativo: Expandir o trabalho para incluir motores que utilizam combustíveis alternativos, como biogás, hidrogênio ou etanol, avaliando como as dinâmicas das válvulas e a eficiência da combustão são afetadas por esses combustíveis.
- Análise de Ciclo de Vida e Sustentabilidade: Investigar o impacto do sistema de monitoramento proposto na sustentabilidade do motor ao longo de seu ciclo de vida, considerando fatores como a redução de

emissões, economia de combustível e prolongamento da vida útil dos componentes.

- Implementação em Diferentes Tipos de Motores: Adaptar e testar o sistema de monitoramento em diferentes tipos de motores a combustão, como motores a gasolina ou híbridos, para avaliar sua aplicabilidade e eficiência em outros contextos industriais.
- Avaliação de Desempenho em Ambientes Reais: Conduzir estudos de caso e avaliações de desempenho do sistema em operações industriais reais, como em plantas de geração de energia ou em embarcações marítimas, para validar a eficácia das tecnologias em condições de operação do mundo real.
- Aplicação de Machine Learning para Análise e Predição de Falhas: Implementar técnicas de machine learning para analisar os dados gerados pelo sistema de monitoramento proposto, com o objetivo de desenvolver modelos preditivos capazes de identificar padrões de falha e anomalias nas válvulas e na pressão intracilindro. Esses modelos poderiam ser treinados utilizando grandes conjuntos de dados históricos para melhorar a acurácia e a eficiência na detecção precoce de falhas. A adoção de algoritmos como Floresta de Isolamento (iForest), Redes Neurais Convolucionais (CNNs) ou Máquinas de Vetores de Suporte (SVMs) pode ser explorada para classificar e prever a condição das válvulas, possibilitando intervenções de manutenção mais precisas e uma maior confiabilidade do motor.

Referências Bibliográficas

- [1] R. Lewis, "Wear of diesel engine inlet valves and seats", Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Sheffield, Sheffield, 2000.
- [2] N. Vardar e A. Ekerim, "Investigation of exhaust valve failure in heavy - duty diesel engine", *Gazi University Journal of Science*, p. 493–499, 2009-11-13.
- [3] T. Basbous, R. Younes e A. Ilinca, "Fuel consumption evaluation of an optimized new hybrid pneumatic - combustion vehicle engine on several driving cycles", *International Journal of Engine Research*, p. 253–273, 2011-11-18.
- [4] S. Yin, "Volumetric efficiency modeling of a four stroke ic engine", Dissertation of master degree, Colorado State University, Fort Collins, 2017.
- [5] L. Behre e P. Mercorelli, "Sensing of the engine cylinder valves motion", in *3rd International Electronic Conference on Sensors and Applications*, 2016-11-15.
- [6] A. Römmer *et al.*, *Sistemas de comando de válvulas para motores de combustão interna*. Süddeutscher Verlag, 2011.
- [7] M. Balmelli, N. Zsiga, L. Merotto e P. Soltic, "Effect of the intake valve lift and closing angle on part load efficiency of a spark ignition engine", *Energies*, 2020-04-03.
- [8] S. Ottosson Ted Holmberg, "Free valve - the effect of different valve strategies on in-cylinder flow, emissions and performance in a heavy-duty diesel engine", Thesis for the degree of doctor of philosophy, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2011.
- [9] Z. Jiang, Z. Mao, Z. Wang e J. Zhang, "Fault diagnosis of internal combustion engine valve clearance using the impact commencement detection method", *Sensors*, 2017-12-15.
- [10] J. Kargul *et al.*, "Benchmarking a 2018 Toyota Camry 2.5-liter atkinson cycle engine with cooled-EGR", *SAE International*, abr. 2019.
- [11] H. Liu *et al.*, "Effects of injection strategies on low-speed marine engines using the dual fuel of high-pressure direct-injection natural gas and diesel", *Energy Science & Engineering*, 2019-07-01.
- [12] M. Tabaszewski e G. Szymanski, "Engine valve clearance diagnostics based on vibration signals and machine learning methods", *Maintenance and Reliability*, vol. 22, n.º 2, p. 331–339, 2020.
- [13] G. B. Parvate-Patil, H. Hong, and B. Gordon. "An assessment of intake and exhaust philosophies for variable valve timing". SAE/JSAE, (20034378), 2003.

[14] R. B. R. da Costa, R. L. Franco, C. A. G. Junior et al., "Experimental methodology and numerical simulation of intake valves discharge coefficients for a single cylinder research engine". SAE Technical Paper, (2015- 36-0267), 2015.

[15] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. Este livro fornece uma base detalhada sobre os princípios dos motores de combustão interna, incluindo a análise das curvas de pressão intracilindro e das equações de deslocamento de válvulas.

[16] Stone, R. (1999). *Introduction to Internal Combustion Engines*. Macmillan. Esta obra aborda as características de pressão intracilindro e o comportamento das válvulas em diferentes condições de operação.

[17] Blair, G. P. (1999). *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*. Society of Automotive Engineers. Um recurso essencial para a modelagem das equações de deslocamento das válvulas e a simulação das condições de pressão intracilindro.

[18] Taylor, C. F. (1968). *The Internal-combustion Engine in Theory and Practice*. MIT Press. Fornece uma análise aprofundada sobre a termodinâmica aplicada e as características das curvas de pressão em motores a combustão interna.

Anexo 1 – Artigo publicado

Article

Reduced Scale Laboratory for Training and Research in Condition-Based Maintenance Strategies for Combustion Engine Power Plants and a Novel Method for Monitoring of Inlet and Exhaust Valves

Frederico de Oliveira Assuncao ^{1,2}, Luiz Eduardo Borges-da-Silva ¹, Helcio Francisco Villa-Nova ¹, Erik Leandro Bonaldi ², Levy Ely Lacerda Oliveira ², Germano Lambert-Torres ², Carlos Eduardo Teixeira ², Wilson Cesar Sant'Ana ^{2,*}, Josue Lacerda ², Jose Luiz Marques da Silva Junior ³ and Edenio Gomes da Silva ³



Citation: Assuncao, F.d.O.; Borges-da-Silva, L.E.; Villa-Nova, H.F.; Bonaldi, E.L.; Oliveira, L.E.L.; Lambert-Torres, G.; Teixeira, C.E.; Sant'Ana, W.C.; Lacerda, J.; da Silva Junior, J.L.M.; et al. Reduced Scale Laboratory for Training and Research in Condition-Based Maintenance Strategies for Combustion Engine Power Plants and a Novel Method for Monitoring of Inlet and Exhaust Valves. *Energies* **2021**, *14*, 6298. <https://doi.org/10.3390/en14196298>

Academic Editor: Filipe Magno de Gouveia Quintal

Received: 7 August 2021
Accepted: 29 September 2021
Published: 2 October 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

- ¹ Pro-Reitoria de Pesquisa e Pos-Graduacao (PRPPG), Itajuba Federal University, Itajuba 37500-903, MG, Brazil; fredesoa@gmail.com (F.d.O.A.); leborges@unifei.edu.br (L.E.B.-d.-S.); helcio.villanova@unifei.edu.br (H.F.V.-N.)
- ² Gnarus Institute, Itajuba 37500-052, MG, Brazil; erik@institutognarus.com.br (E.L.B.); levy@institutognarus.com.br (L.E.L.O.); germanoltorres@gmail.com (G.L.-T.); carlos.teixeira@institutognarus.com.br (C.E.T.); lacerda.ativawellness@gmail.com (J.L.)
- ³ Rio Amazonas Energia S.A. (RAESA), Manaus 69099-899, AM, Brazil; jose.marques@raesa.com.br (J.L.M.d.S.); edenio.silva@raesa.com.br (E.G.d.S.)
- * Correspondence: wilson_santana@ieeee.org

Abstract: This paper presents the practical aspects of development of a reduced scale laboratory and a set of monitoring tools for Internal Combustion Engines used in Thermal Power Plants. The reduced scale laboratory is based on the necessity of researchers to test new sensors and monitoring strategies that, otherwise, are seldom allowed to be installed in real plants without certification. In addition, the reduced scale laboratory allows the flexibility to insert failures on purpose, in order to evaluate the performance of new sensors/strategies in a safe and controlled environment. The paper also presents the development of a set of reduced cost sensors for monitoring in-cylinder pressure, crank angle, and the position of inlet and exhaust valves (without using ultrasound sensors, which may produce noisy readings on engines operating on gas-diesel fuel mode).

Keywords: condition-based maintenance; internal combustion engines; thermal power plants

1. Introduction

Condition-Based Maintenance (CBM) is based on the continuous monitoring of certain parameters (vibration, temperature, electrical signals, etc.) of an asset in order to evaluate its condition and decide about a maintenance action [1]. CBM techniques are very important, as whenever a failure condition is detected at an incipient stage, the maintenance can be performed at the appropriate time, avoiding breakdowns and the resulting losses [2,3]. Among the many CBM techniques employed in power plants, it can be highlighted the Electrical Signature Analysis (ESA) [1], which has even been used in order to indirectly detect incipient failures in Internal Combustion Engines (ICE) based on the voltages and currents of the synchronous generator attached to its shaft [4]. Although this last application has the least amount of intrusion on the ICE (once the measurements are taken only at the generator), it is clear that the direct measurement of certain parameters at the engine would provide not only a more realistic view of its condition but also additional information to be correlated to the generator parameters.

One of the main obstacles in the development of CBM strategies/equipment for the ICEs in Thermal Power Plants (TPP) is the difficulty of testing of these strategies/equipment while in early stages of development, as the TPPs have strict security policies, that seldom allow non-certificated equipment in their plants. Hence, a reduced scale laboratory,

with similar characteristics of the TPP ICEs, would be of great value in order to perform the development of new CBM strategies and hardware equipment, and this is one of the contributions of this paper. In addition, this reduced scale model must allow for the intentional insertion of failures, by the substitution of parts in good condition with damaged (at certain degrees) ones. A great advantage of a reduced scale model with inserted gradual failures is the possibility to offer training on strategies/equipment to the TPP personnel and simulate with them different stages of a failure in a controlled and safe environment. However, although, in a compact size and reduced cost, the reduced order model must present realistic operation and be compatible with commercial monitoring systems.

The most usual commercial monitoring systems for ICEs used by Brazilian TPPs present features, such as the measurement of the cylinder internal pressure [5–7] and the measurement of the crank angle [6], which make a requirement for the reduced scale laboratory to give access to the cylinders and to the crankshaft.

Ideally, an off-the-shelf small size single cylinder diesel generator could be considered for the reduced scale model. However, in order to be more realistic in relation to the actual TPP case, where the simultaneous monitoring of more than one cylinder is desirable (as in a healthy ICE, where all cylinders must contribute equally to the movement of the crankshaft), a six cylinder diesel generator (model C90D6B [8] of manufacturer Cummins, Columbus, IN, USA) has been selected. In addition, in case of off-the-shelf generators, there is no access to the internal pressure of the cylinders; hence, an adaptation had to be performed in the cylinder head of the engine in order to install Thompson valves (similar to the ones available at each cylinder of the large ICEs of the TPPs, such as the Wärtsilä 18V46 [9]). Similarly, small size off-the-shelf generators do not have sensors installed at the crankshaft in order to measure the angular velocity nor the crank angle; hence, another adaptation had to be performed in order to install a high resolution encoder. The required adaptations are discussed in detail in Sections 2.2.1 and 2.2.2.

Another aspect that this paper focus is in the reduction of costs of the monitoring systems. As seen from the above commercial systems, these are all foreign equipment, whose prices are defined in foreign currencies. It is well known that developing countries (such as Brazil) have unstable currencies and weak economies. The Brazilian government, in order to promote technological innovation, provides tax incentives for private companies and encourages partnerships with universities and research institutes [10]. In addition, according to Guedes [10], the private electricity utilities have to invest at least 1% of their net operating revenues into R & D projects. These projects may include import substitution, as long as there is no copyright/patent infringement, and there is an innovative aspect in them. Hence, a new monitoring system, with functionalities similar to (and compatible with) the commercial imported systems has being proposed. The advantages of the new system are: reduced costs and the development of national technology-besides the general gains of these type of equipment, such as the possibility of operation of the ICE with better fuel efficiency, reduction of non-scheduled stops, and increase on the life time of the monitored asset.

According to d'Ambrosio et al. [11], the in-cylinder pressure has been the principal diagnostic tool for ICEs. It is important to notice that the recent literature presents methods for the estimation of the in-cylinder pressure, such as the works of Romani [12], who performed an indirect measurement of the in-cylinder pressure through the measurement of the force transferred through the cylinder head, using a strain washer; Wang et al. [13], who estimated the in-cylinder pressure from a model based on extended Kalman filter using the crankshaft speed; and Valencia-Duque et al. [14], who used a neural network to predict the pressure from crankshaft angular position fluctuations). However, in order to maintain compatibility with the commercial equipment and in order to have more accurate results, the proposed system uses direct measurement of the in-cylinder pressure. Section 2.3.1 presents the detailed project of the proposed in-cylinder pressure sensor, including a microcontrolled-based circuit that enables Wi-Fi transmission of the data to a remote database.

Besides the possibility of use in the estimation of the in-cylinder pressure (in case a direct measurement is not possible), the measurement of the crank angle enables a more precise curve of pressure (which is taken as a function of the angle). From the commercial systems listed below, the MarPrime, MarPrime Ultra, DPI-2, and DPI Type 50 estimate the crank angle. On the other hand, the LEMAG ECI has an option to physically measure the crank angle, which improves precision. Hence, this feature has also been incorporated into the proposed system. Section 2.3.2 presents a system composed by a high resolution encoder, which also includes a microcontrolled-based circuit that enables Wi-Fi transmission of the encoder data to a remote database.

Finally, a third aspect that this paper deals with is regarding the monitoring of the inlet and exhaust valves. The operating dynamics of the inlet and exhaust valves in internal combustion engines are widely discussed and studied for the understanding of the best form and structure strategy and diagnosis for numerous defects associated with construction and wear problems [15]. Other studies investigate the causes of excessive wear, seeking to improve valve designs and their control structures with greater robustness in the composition of their materials and heat treatment methodology, as they are highly demanded components in the operation of combustion cycles [16]. Other lines of investigation have been recently presented by some authors, who propose the control of the opening and closing of the valves independently, i.e., decoupled from the shaft turns, or with partial participation of the shaft, but, above all, the time and duration of opening and closing, where they are conditioned to the analysis of the machine's performance instantly [17,18]. Others propose a change in the valves displacement, also acting independently, from the smooth trapezium shape to a straight shape with a rectangular pulse, optimizing the mass flow in the inlet and exhaust [19].

The commercial system MarPrime Ultra [5] has an ultrasonic sensor, in order to determine the timings of opening and closing of the inlet and exhaust valves. However, the technique of monitoring the positions of the inlet and exhaust valves using ultrasound has limitations for gas-diesel hybrid systems, or only diesel, where the transducer return signals are confused with injection noise (as presented in Reference [20]). In these cases, the completion of the opening and closing time instants, or even the duration of the opening and closing cycles are inconclusive. In order to achieve the best adjustment of the machine, in the case of gas-diesel models, the specialist needs to switch the machine completely to diesel to perform the measurements, perform the mechanical adjustments and then return the machine to gas mode. In addition to the generation losses, the loss of monitoring fidelity to the exact point of operation is still notable.

This paper proposes a novel approach to monitor the positions of the inlet and exhaust valves. It is based on a potentiometer (or a TPS—Throttle Position Sensor) adapted to the rocker arms of each valve. Section 2.3.3 presents the proposed resistive sensor to be installed at the rocker arm. The experimental results show that the proposed sensor is capable of providing the same information of the ultrasound sensor, without the issue of injection noise.

It is important to note that monitoring of in-cylinder pressure and positioning of the inlet and exhaust valves are also proposed in Reference [21], which aims to improve the control and efficiency of the internal combustion engine considering the reduction and control of consumption, maximum performance, and gas reduction; however, it does not explore the exact diagnosis of the condition of the valves, nor does it diagnose the participation of the valves in the formation of in-cylinder pressure, such as is proposed in this work, in addition to other objectives.

The rest of the paper is organized as follows: Section 2 presents the performed adaptations in the ICE of the reduced scale model (aiming access to internal cylinder pressure) and the proposed reduced costs sensors. Section 3 presents the experimental results obtained with the proposed measurement system installed at the reduced scale laboratory. Finally, Section 4 presents the main conclusions of the work.

2. Materials and Methods

In order to promote training on aspects related with CBM applied to ICE (either with commercial tools or with the tools developed by the research group), a reduced scale laboratory has been developed. It is based on an off-the-shelf diesel generator with some mechanical adaptations, required in order to measure the in-cylinder pressures and the crank angle. The major advantage to have a reduced scale model is the ability to substitute certain engine parts with defective ones, in order to test new CBM strategies and equipment. Section 2.1 presents a general description about an ICE and its pressure curve. Section 2.2 presents the development of the reduced scale model, where, in Sections 2.2.1 and 2.2.2, the required adaptations to measure the in-cylinder pressures and the crank angle are presented, respectively.

As part of the program of the Brazilian Electricity Regulatory Agency (ANEEL) to develop national technology, the best features of the commercial monitoring systems have been adapted in a reduced cost equipment (described in Section 2.3). The adapted sensors for in-cylinder pressure and crank shaft angle and velocity are presented in detail in Sections 2.3.1 and 2.3.2, respectively. In addition, Section 2.3.3 presents the resistive position sensor for the monitoring of the rocker arm (in order to measure the opening and closing of the inlet and exhaust valves).

2.1. General Description of an ICE and Its Pressure Curve

Usually, the combustion-based TPPs use maritime engines (usually with the cylinders in "V"). Figure 1 presents the most relevant parts of an ICE with cylinders in "V" (such as the Wärtsilä 18V46): 1—crankshaft; 2—connecting rod; 3—piston; 4 and 5—exhaust and inlet valves, and 6—fuel injection valve.

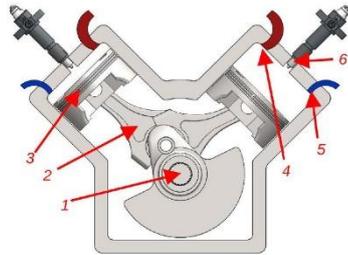


Figure 1. Representation of combustion engine with cylinders in "V" (such as the Wärtsilä 18V46). From [22].

The operation of the Wärtsilä 18V46 engine can be summarized, according to Reference [22], as:

- The cycle starts with the piston in a motion towards the bottom part of the cylinder and the opening of the inlet valve in order to fill the cylinder with air. Due to the movement of the crankshaft, the pistons operate in alternate motion, and, as soon as it reaches the bottom of the cylinder, it returns towards the top.
- During motion towards the top, the injection valve releases fuel oil in the cylinder aiming the ignition of the mixture of air and fuel inside the cylinder.
- As the piston is in upward motion, the compression of the fuel oil produces the combustion of the fuel. The resulting combustion produces a movement of the piston towards the bottom of the cylinder. Whenever the piston starts to move upwards again, the exhaust gas valve releases the hot gases produced in the fuel combustion.
- The alternating movement of the pistons is transmitted to the crankshaft through the connecting rod. As a synchronous generator is connected to the shaft, electricity is then generated.

In the work of Tunestal [23], the thermodynamic model of an ICE and the derivation of its pressure equation in relation to the crank angle is presented. Here, the modeling is simplified, in order to provide the basics for the interpretation of the pressure curve. Figure 2 presents the crank geometry of an ICE cylinder. The crank angle α is related with the position y of the piston inside the cylinder. The instants of operation of a engine, for a diesel cycle, happen at each 720° rotation of the shaft, where the stages of admission, compression, expansion, and exhaust take place. At each cycle, the piston travels twice from the limits TDC (Top Dead Center, or the highest position of the piston inside the cylinder) and BDC (Bottom Dead Center, or the lowest position of the piston inside the cylinder). The variation of volume V of the cylinder, in relation the crank angle α can be calculated as Equation (1) [23].

$$V(\alpha) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} \left[l + a(1 - \cos(\alpha)) - (l^2 - a^2 \sin^2(\alpha))^{1/2} \right], \quad (1)$$

where V_c is the clearance volume, B is the cylinder bore diameter, l is the length of the connecting rod, and a is the crank radius.

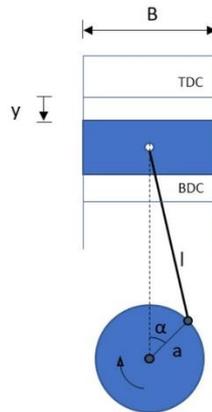


Figure 2. Crank geometry of a cylinder. Developed from [23].

From the thermodynamic model developed in Reference [23], the variation of pressure in relation to the crank angle ($dp/d\alpha$) can be calculated as Equation (2).

$$\frac{dp}{d\alpha} = (\gamma - 1)k \frac{1}{V(\alpha)} - \gamma p(\alpha) \frac{dV/d\alpha}{V(\alpha)}, \quad (2)$$

where γ is a ratio between the specific heats at constant pressure and constant volume. k is a constant of heat gain per crank angle.

The graphical solution of (2) results in the pressure curve of Figure 3. In the figure, some important instants of operation of the ICE are pointed out, which are going to be observed later in the results of Section 3.

1. Instant where the maximum combustion pressure occurs.
2. Descending of the piston.
3. Half-way of descending of the piston.
4. Instant where the piston is at the BDC.
5. The pressure from the exhaust manifold enters into the cylinder as the pressure from the outside is greater than the pressure from the inside.
6. Cylinder pressure rises to equalize with manifold pressure.

7. After the BDC, the piston starts to ascend (which promotes the exhaust gases) and the pressure decreases.
8. Opening of the intake valve.
9. Closing of exhaust valve (intake valve still opened). Cylinder pressure starts to drop until equalize with the manifold pressure at Point 10.
10. Cylinder pressure equalizes with manifold pressure.
11. Closing of the intake valve and increase in pressure.
12. Instant where the piston is at the TDC.

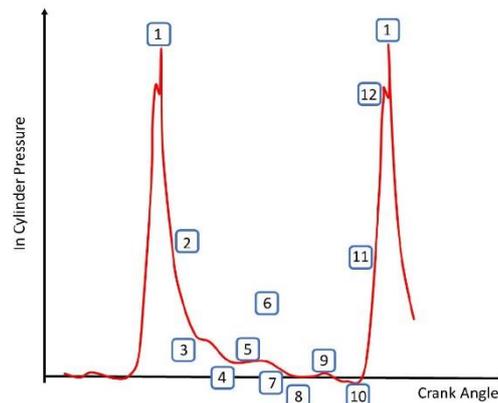


Figure 3. Variation of in-cylinder pressure in relation to the crank angle.

2.2. Reduced Scale Model of ICE-Based Power Generator

Aiming for a smaller size of engine, for the reduced scale laboratory it has been selected a diesel generator (with a truck engine of 6 inline cylinders). Figure 4 presents the diesel generator (of manufacturer Cummins and model C90D6B [8]-rated power of 90 kW/116 kVA; nominal rotation of 1800 rpm). The engine has electronic accelerator, with intercooler and turbo. The whole system is installed in a room with a noise attenuation of 85 dB.

2.2.1. Adaptation of Thompson Valves to the Cylinder Head

Large marine engines, such as the Wärtsilä 18V46 (largely used in the Brazilian combustion TPPs), have Thompson valves already installed in order to measure the in-cylinder pressure. In case of the Cummins C90D6B of the reduced scale laboratory, these valves had to be adapted in the cylinder head. The adopted strategy to install the Thompson valves in the C90D6B ICE has been the creation of a path (one for each of the six cylinders) through the cylinder head using a metallic tube, without allowing leakage from the combustion chamber. Figure 5 presents a photograph of the tube, where the left part (Figure 5a) presents the female thread BSP 3/4" where the Thompson valve is inserted, and the right part (Figure 5b) presents the male thread M6 which is inserted at the combustion chamber. Figure 5b also presents an O-ring for sealing against leakages.



Figure 4. Unmodified diesel generator of the reduced scale laboratory.

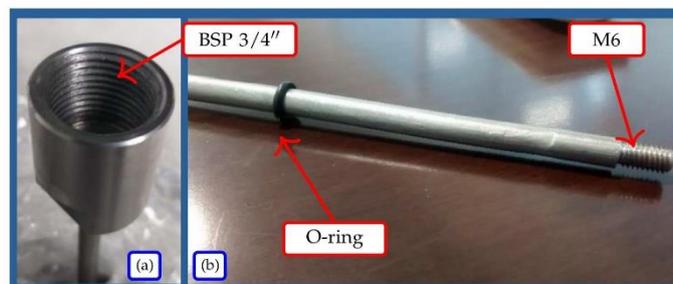


Figure 5. Adaptation tube for in-cylinder pressure measurement—(a) zoom on the BSP 3/4" thread (where the Thompson valve is inserted)—(b) tube with male M6 thread (which is inserted at the combustion chamber).

For each cylinder, the metallic tube of Figure 5 passes through a vertical hole in the cylinder head, between the intake and exhaust valves rockers, as presented in Figure 6a. Figure 6b presents a more detailed view of one of the cylinder tubes, with the tube passing between the rockers.



Figure 6. In-cylinder pressure tubes installed at the cylinder head—(a) general view—(b) zoom of one of the cylinder tubes.

Finally, in order to protect the valvetrain (which now has the pressure taps) of the adapted cylinder head, a cover has been installed for each cylinder, leaving exposed only the adapters where the Thompson valves are installed. Figure 7 presents the already finished adaptations on the cylinder head, with the Thompson valves installed on all tubes and the in-cylinder pressure sensors (to be discussed in Section 2.3.1) attached to the valves.

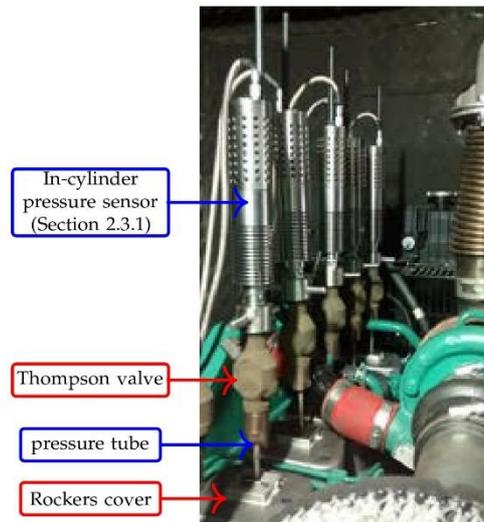


Figure 7. In-cylinder pressure sensors attached to the Thompson valves.

2.2.2. Adaptation of Incremental Encoder to the Crankshaft

In order to be able to implement CBM strategies that requires the crank angle or the crankshaft speed, the reduced scale model must integrate an encoder. Usually, TPPs already have encoders installed at their equipment. In case of the reduced scale laboratory, this feature also had to be adapted on the Cummins C90D6B diesel generator. This diesel generator has an external pulley (in order to transfer motion to the alternator and cooling system) that rotates synchronously with the crankshaft. The solution found has been the adaptation of an extra shaft to the this pulley. Hence, the encoder can be mounted on this extra shaft. Figure 8a presents the 3D concept of the adaptation shaft. Figure 8b

presents a photograph of the encoder mounted on the actual shaft, which is attached to the crankshaft pulley.

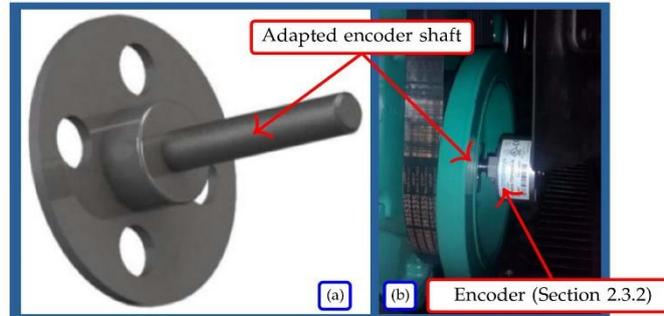


Figure 8. Adaptation of the encoder to the crankshaft pulley—(a) 3D concept of the adapter—(b) actual photograph.

2.3. Reduced Costs Monitoring System

The proposed reduced costs system for ICE monitoring is composed by an in-cylinder pressure sensor (Section 2.3.1), a high resolution incremental encoder (Section 2.3.2), and a rocker sensor (Section 2.3.3).

2.3.1. In-Cylinder Pressure Sensor

Although a direct gain of the development of a new in-cylinder pressure sensor is the reduction of costs and the reduction of dependence on foreign technology, the developed product must fit in the same range of applicability of the commercial solutions. According to the data-sheets of the commercial solutions, the MarPrime and MarPrime Ultra [5] have a pressure range from 0 to 300 bar, the LEMAG ECI [6] has a range from 0 to 350 bar, and the DPI [7] has a range from 0 to 250/300 bar. According to the personnel of the TPP partnered in this project, the cylinder working pressure is around 180 bar.

The core part of the sensor is the pressure transducer. A multitude of pressure transducers are well known. Particularly for applications of the in-cylinder pressure of ICEs, the technologies that can be highlighted are: piezoresistive [24], piezoelectric [25], and optical fiber [26]. For this project, a piezoresistive transducer (PA-7L [27], from the manufacturer Keller, Winterthur, Switzerland) has been selected. This sensor has a range from 0 to 200 bar, which is enough for the measurements at the TPP ICE (180 bar) and also for the reduced scale laboratory ICE (whose cylinder pressure is around 35 bar).

In order to dissipate the higher temperature of the combustion chamber to the location of the transducer (and the microcontroller circuits), a metallic housing (in Inox 304) has been developed. Figure 9 presents the conceptual drawing of the sensor housing. The bottom part has a thread to be attached at the Thompson valve. The top part has a connector for a Wi-Fi antenna.

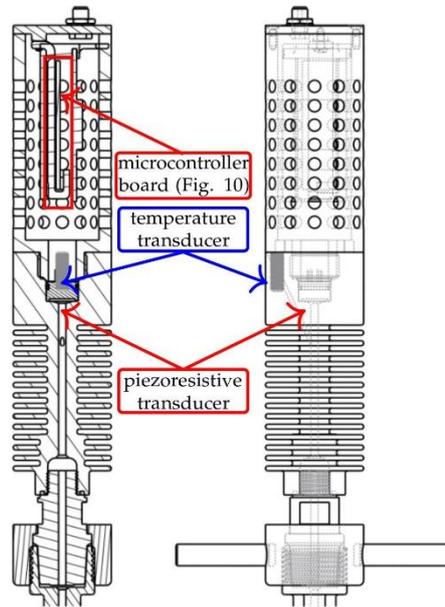


Figure 9. Conceptual drawing of the sensor housing.

Each of the pressure sensors of proposed system sends the captured data through Wi-Fi communication to a remote computer, running an analysis software. In order to provide the Wi-Fi capability, a microcontroller CC3200 [28] is employed. This microcontroller is based on an ARM Cortex M4 core and has a 4 channel/12 bit analog-to-digital converter (ADC). One of the channels of the ADC receives the data from the pressure transducer and another channel channels receives the data from a temperature transducer (also located inside the sensor housing). The function of the temperature transducer is to provide a compensation for the pressure readings. Figure 10 presents a photograph of the developed board for the CC3200 microcontroller (which is placed at the position indicated in the red rectangle in Figure 9, inside the sensor housing). Figure 10a presents the top layer of the board (with an indication the CC3200 microcontroller and the U.FL connector, to where a pigtail cable connects the Wi-Fi antenna), and Figure 10b presents the bottom layer (with an indication of a micro USB connector to where the microcontroller is programmed).

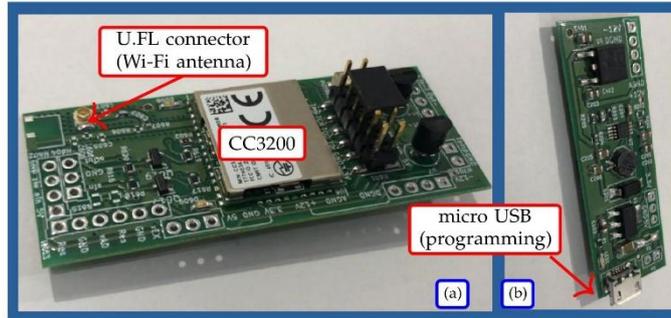


Figure 10. Microcontroller board (Wi-Fi, analog, and GPIOs)—(a) top layer—(b) bottom layer.

The readings of all in-cylinder pressure sensors must be synchronized to the same reference. Hence, each in-cylinder pressure sensor receives a sync signal from the encoder of Section 2.3.2. Figure 11a presents a photograph of the proposed in-cylinder pressure sensor. Figure 11b presents a detail of the top part of its metallic housing, where the Wi-Fi antenna is attached and where the power supply and the sync from the encoder are connected.

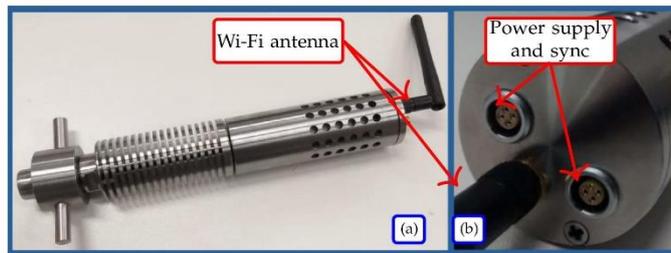


Figure 11. Proposed In-Cylinder pressure sensor with Wi-Fi connectivity—(a) general view—(b) zoom of the top part of the sensor.

2.3.2. Angular Velocity and Position

In order to precisely obtain the crank angle, an incremental encoder (model DFS60-TDPA65536 [29]) has been added to the measurement system. Although this encoder has a capability of 65,536 pulses per revolution (which implies in a resolution of 5.4×10^{-3} degrees), in this project, it has been configured to 900 pulses per revolution (resolution of 0.4 degrees). It is important to notice that a resolution of 0.4 degrees is enough for the application and avoids a bottleneck in the Wi-Fi transmission. The output of the encoder is read by a dedicated microcontroller board (the exact same board model of Figure 10, although installed apart from the in-cylinder housings), through its GPIO pins. Then, the microcontroller transmits the crank angle data through Wi-Fi to the remote analysis software. Figure 12 presents the encoder installed on the crankshaft pulley disk.



Figure 12. Encoder installed on the crankshaft pulley disk.

It is also important to notice that the readings of all in-cylinder pressure sensors (of Section 2.3.1) must be synchronized to the same reference, as the operation of different cylinders can be analyzed together. Hence, the microcontroller board of the encoder sends the sync pulses to all sensors. In order to avoid the receptions at different times, the sync pulses are sent by wires (the white wires seen in Figure 7).

2.3.3. Rocker Arm Sensor

The commercial solutions to monitor the rocker arm are based on ultrasound. It has been observed that, in a hybrid engine (gas and fuel oil), the ability to detect the opening and closing of the valve by ultrasound is compromised due to the noise generated with the entry of high pressure fuel gas [20].

The solution proposed in this paper is the use of a throttle position sensor (TPS), that allows real-time monitoring of all the rocker arm behaviors. These behaviors are, for example, the opening and closing of the valves, opening speed, opening stroke, and dynamics during opening and closing, such as gripping and shaking.

The TPS has the function of determining the angular position of a shaft based on a potentiometer, i.e., its resistance varies, according to the angle. For this project, it has been selected the TPS model 7262, of manufacturer Thompson (Addison, IL, USA).

Unlike the in-cylinder pressure sensor (of Section 2.3.1) and the encoder (of Section 2.3.2), that would fit in both reduced scale laboratory and in the Wärtsilä engine of the partnered TPP, the proposed resistive position sensor (due to mechanical specifications) can only be installed at large engines (such as the Wärtsilä 18V46). In order to perform a laboratory test, a 1/18 of cylinder head of a Wärtsilä 18V46 engine has been used. In order to generate motion on its crankshaft (in order to produce the openings and closings of the valves), an electric motor has been adapted (as presented in Figure 13).

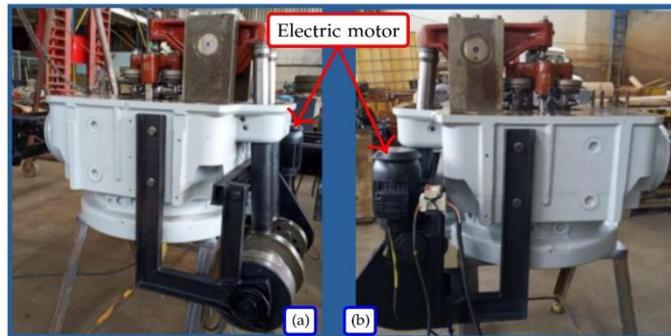


Figure 13. 1/18 of Wartsilä 18v46 Cylinder Head with adapted electric motor at the crankshaft—(a) left view—(b) right view.

Figure 14 presents the resistive sensors installed at each rocker arm of the 1/18 cylinder head.



Figure 14. Resistive sensors installed at the rocker arms.

3. Results and Discussion

The developed sensors have been tested with the reduced scale laboratory. The tests have been performed under different loading conditions (with the use of a variable resistance bank, as shown in Section 3.1). In Section 3.2, the performance of the developed in-cylinder pressure sensor is evaluated in comparison with a commercial system (MarPrime, which is commonly used in TPPs in Brazil). The proposed system has also been evaluated under different failure setups of the reduced scale laboratory (Section 3.3 presents the detection of a failure at the fuel injection of a cylinder).

In addition, the proposed rocker arm sensor has been compared against the conventional ultrasound method, used in the MarPrime Ultra (Section 3.5).

3.1. 96 kW Variable Load

In order to simulate loading levels to the diesel generator of the reduced scale laboratory, a variable resistive load has been used. This load is composed by 8 resistors, of 12 kW each—capable of producing loading conditions from 12 kW to 96 kW (at increments of 12 kW). The resistors are refrigerated with tap water (at ambient temperature). Figure 15a

presents the external part of the variable load (pointing to the inlet valve for the refrigeration water and the electric panel that enables the selection of how many resistances are engaged). Figure 15b presents the internal part of the variable load (where the resistors are immersed in water).

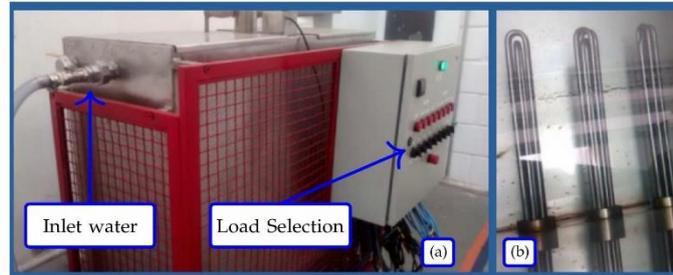


Figure 15. Variable load—(a) general view—(b) resistors immersed in water.

3.2. Comparison between the Proposed In-Cylinder Sensor against a Commercial Solution

With the generator of the reduced scale laboratory motor operating at 50% load (36 kW), the same cylinder of the ICE has been measured with both the MarPrime system and the proposed sensor. Figure 16 presents the MarPrime (Figure 16a) and the proposed (Figure 16b) in-cylinder pressure sensors installed at the reduced scale laboratory.

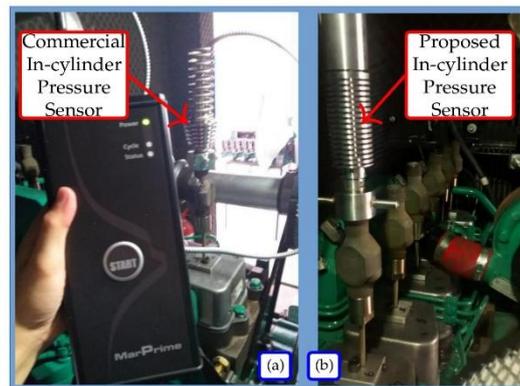


Figure 16. In-cylinder pressure sensors installed at the reduced scale laboratory—(a) commercial system—(b) proposed system.

Figure 17 presents a screen capture of the MarPrime software, displaying the pressure curves of laboratory cylinders at 50% load and no failures inserted. The curve format provides enough details to observe the compression pressure levels, combustion pressure levels, and inlet pressure.

Figure 18 presents the pressure curve obtained with the proposed in-cylinder sensor.

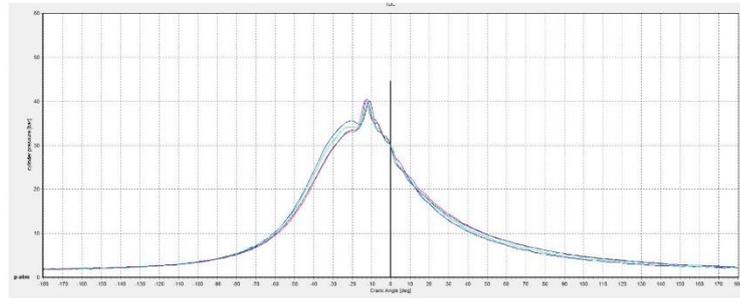


Figure 17. In-cylinder pressure curves obtained with the MarPrime software at 50% load (36 kVA).

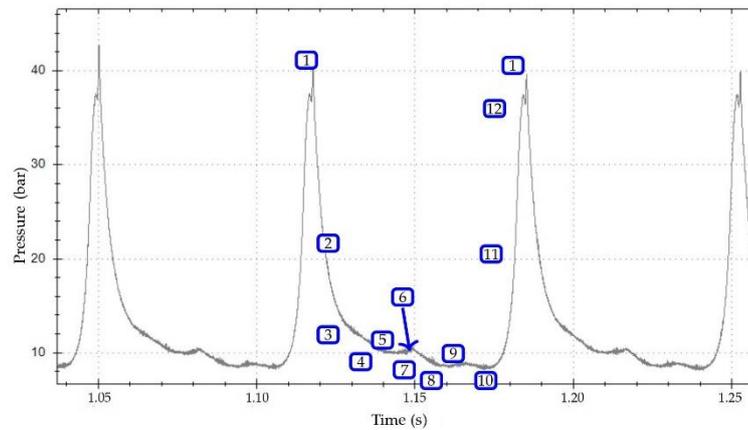


Figure 18. In-cylinder pressure curve obtained with the proposed sensor at 50% load (36 kVA).

With the proposed sensor, a new set of opportunities are verified, which allows the understanding and analysis of performance and operational failures during the operating cycle. In addition to fidelity to the values found for the same pressure obtained with the commercial sensor, the curve obtained with proposed sensor clearly indicates the operating instants highlighted in Section 2.1 and Figure 3.

Comparing Figure 18 (proposed system) with Figure 17 (commercial system), it can be noted that with the curve provided by the commercial system it is not possible to observe all intervals given the fact that they are average curves for a period of time. With the proposed system, even for the lowest pressures, it is possible to observe moments of pressure change that are directly related to the lag in relation to the TDC. Hence, the maintenance assessment of the engine adjustment conditions can be carried out, which are also performed with reference to the TDC, as well as the performance conditions of the characteristics of the inlet air pressure, exhaust pressure, opening and closing times of the inlet and exhaust valves, and leakage, in addition to a lag between compression and combustion with high resolution and correlation to the efficiency of each combustion cycle.

3.3. Reduced Scale Laboratory with Failure at Fuel Injection of Cylinder 06

Figure 19 presents a simulated failure at the fuel injection of cylinder 06. At this condition, measurements of the in-cylinder pressure have been taken for 50% of capacity of the generator.



Figure 19. Simulated failure at the fuel injection of Cylinder 06.

This failure represents a potential operating condition due to a problem with the injection nozzle, or even the fuel pump. In order to compare the failure conditions, Figure 20 presents the pressure curve of the cylinder without the failure. It can be observed that both compression and combustion phases take place, as the combustion pressure is higher than the compression. In the figure, the compression pressure P_{Comp} is the pressure exerted by the piston in the combustion chamber with the air and fuel mixture. In the case of diesel engines, the heat generated with the compression of the air ignites the fuel. In the case of gas or gasoline engines, the compression pressure is lower, as the ignition occurs by electric sparking. The maximum pressure P_{Max} is the maximum pressure developed in the combustion chamber due to the combustion of the air plus fuel mixture.

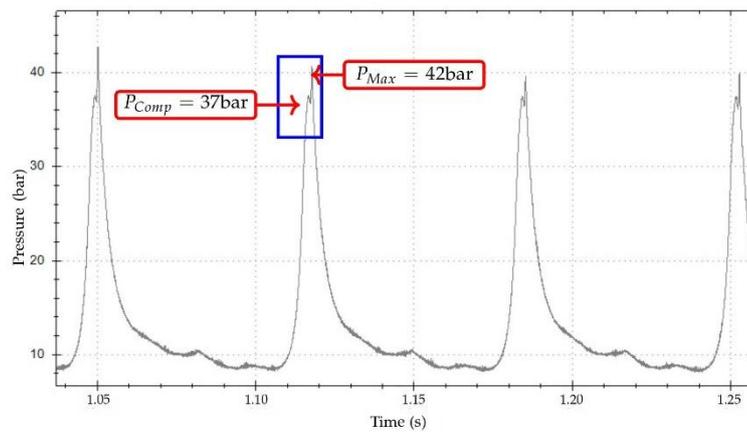


Figure 20. In-cylinder pressure curve obtained with the proposed sensor at 50% load (36 kVA) without failures.

Figure 21 presents the pressure curve of the cylinder with the failure. It can be noticed that the combustion phase is absent, as the maximum pressure is equal to the compression

pressure. This is due to the fact that, since there is no fuel admitted, combustion will not occur, as only air is being compressed by the piston in the cylinder.

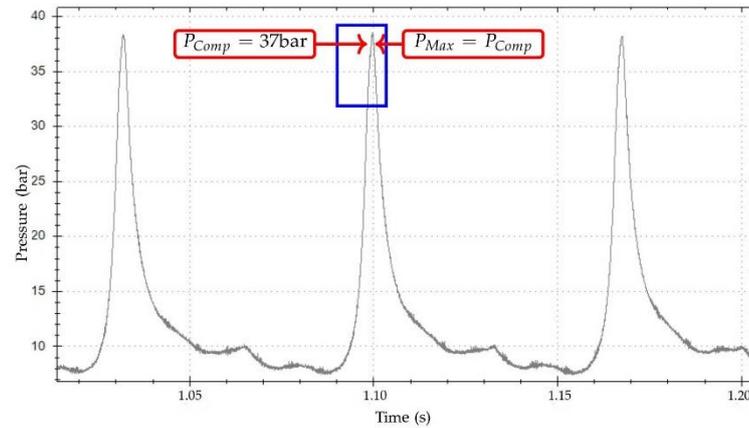


Figure 21. In-cylinder pressure curve obtained with the proposed sensor at 50% load (36 kVA) with fuel injection failure.

3.4. Failure Detection Using the Proposed Instantaneous Velocity Sensor

In order to validate the proposed instantaneous velocity sensor, tests have been performed for different loading conditions (at no load and at 50% load). In addition, two types of failures have been analyzed: failure of fuel injection at a cylinder (the same type of failure presented in Figure 19) and a loose clearance at the inlet valve of the same cylinder.

3.4.1. Sensibility to Load Variations

Figures 22 and 23 present the instantaneous velocity measured with the proposed sensor at no load (0 kVA) and at 50% load (36 kVA). For both loading conditions, the radius of the circumference linearly indicates the velocity—indicating an even participation of the cylinders at the engine torque. As expected, for higher loads, the velocity tends to decrease (from 1780 rpm at no load to 1757 rpm at 50% load).

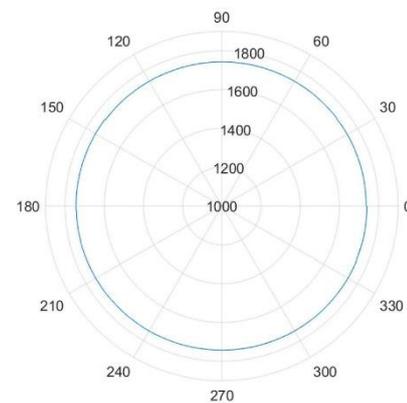


Figure 22. Instantaneous velocity measured with the proposed sensor—No Load-No Failures.

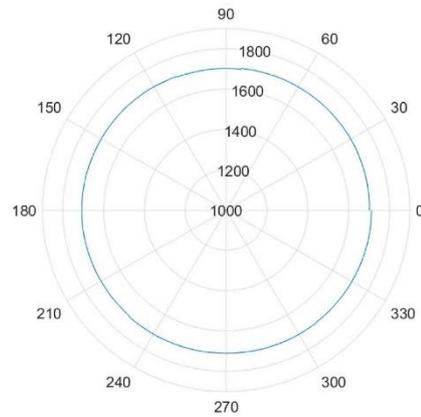


Figure 23. Instantaneous velocity measured with the proposed sensor—50% Load-No Failures.

3.4.2. Sensibility to Fuel Injection Failure at a Cylinder

Considering a failure of fuel injection at a cylinder (the same type of failure illustrated at Figure 19), Figure 24 presents the instantaneous velocity measured with the proposed sensor at 50% load (36 kVA).

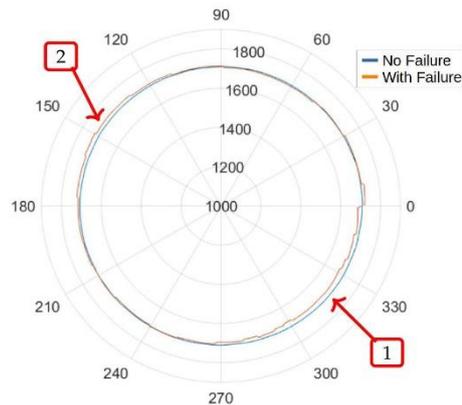


Figure 24. Instantaneous velocity measured with the proposed sensor—50% Load-Fuel Injection Failure.

It can be observed that when one of the cylinders is not evenly contributing to the torque, the others have to compensate for that. This results in a region of the curve with a smaller velocity (indicated by the arrow “1” in the Figure 24) and another region with a greater velocity (indicated by the arrow “2”). It can also be observed that, for the case with failure, the circumference is not as circular as the one presented in Figure 23 (without failure, at the same loading condition). It is important to note that, in this paper, only the monitoring system is developed, and any algorithm for detection of the deformation on the circles is outside the scope of the paper.

3.4.3. Sensibility to Loose Clearance at the Air Inlet Valve of a Cylinder

Figure 25 presents a simulated failure of loose clearance at the inlet valve of cylinder 06. This failure is performed with the introduction of a blade between the rocker arm and the valve spring. At this condition, this cylinder receives more air, enhancing its combustion performance in relation to the other cylinders.



Figure 25. Simulated failure of loose clearance at the inlet valve of Cylinder 06.

Figure 26 presents the instantaneous velocity measured with the proposed sensor at 50% load (36 kVA) at this failure condition of loose clearance of the inlet valve of one of the cylinders.

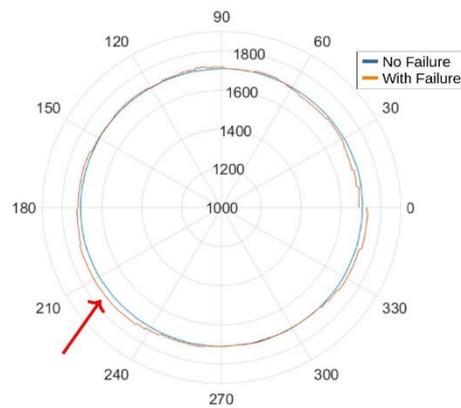


Figure 26. Instantaneous velocity measured with the proposed sensor—50% Load-Loose Clearance of Inlet Valve Failure.

It can be noticed that, as one of the cylinders has increased combustion performance, the velocity circumference has increased at the point shown by the arrow at Figure 26.

3.5. Position of Inlet and Exhaust Valves

In order to show the limitations of the monitoring the positions of the inlet and exhaust valves using ultrasound, Figure 27 presents a screen capture of the Marprime Ultra software monitoring a Wärtsilä 18V46 engine at a TPP in Brazil, when operating at gas-diesel fuel mode. The blue plot is the obtained in-cylinder pressure, and the red plot is the acoustic emission obtained with the ultrasound sensor. It can be noticed that, due to entry of high pressure fuel gas, the completion of the opening and closing time instants, and the duration of the opening and closing cycles are inconclusive.

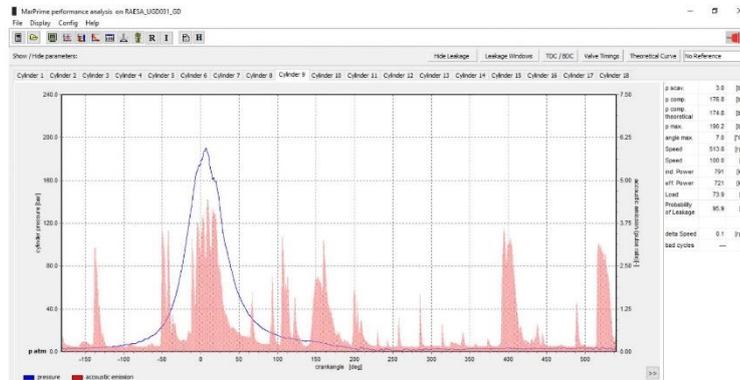


Figure 27. Ultrasound noise at valves monitoring-screen capture of the Marprime Ultra software.

In order to test the proposed resistive sensor, the cylinder head of Figure 13 has been used, with both the proposed sensor and the ultrasound sensor installed in order to perform a comparison. Figure 28 presents the obtained results of the resistive rocker arm sensor, in comparison with an ultrasound sensor, both operating simultaneously.

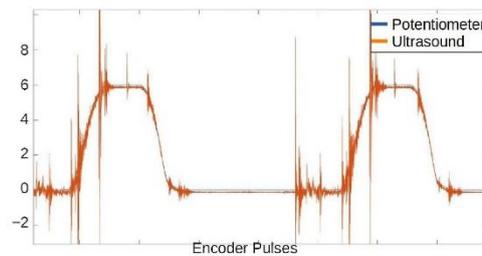


Figure 28. Comparison between Ultrasound and proposed Rocker Arm sensor based on Potentiometer.

It can be observed that the position measurements through direct potentiometer gives the same level of information as the indirect ultrasound measurements. It can also be noticed, even at the cylinder head without any fuel, that the ultrasound sensor is significantly noisier than the resistive sensor.

Figures 29–31 present the detection of failures at the inlet and exhaust valves using the proposed resistive sensor.

Figure 29 presents the angle variations for the nominal adjustment condition of the inlet valve, whose angular position sensor was set to 0° in the rest position and 6° in the maximum opening condition. It can be noticed that the measured positions are uniform from one cycle to the other. It can also be noticed that the limits coincide with the settings at 0° and 6° .

In order to simulate failures, misadjustments have been intentionally performed at the valve settings. Figure 30 presents the angle variations for the condition where the valve (due to a tight valve clearance) operates with limited stroke. It can be noticed, in the upper rectangle, that the open valve goes only until the limit of 5.5° . It can also be noticed (in the lower rectangle) that the return of the valve produces mechanical vibrations. This condition, for example, could limit the mass flow to the cylinder and, consequently, loss of performance of the internal combustion engine.

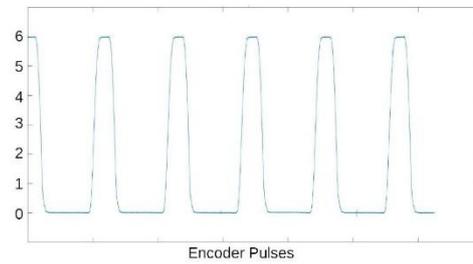


Figure 29. Inlet valve position, measured with the proposed resistive sensor—nominal valve adjustment.

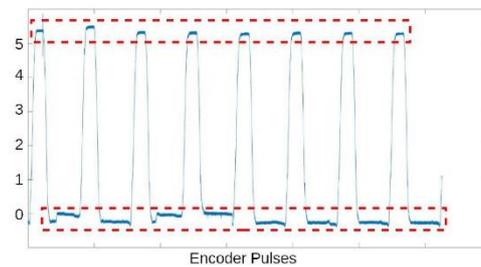


Figure 30. Inlet valve position, measured with the proposed resistive sensor—Tight Valve Clearance.

Contrarily to the last failure condition, Figure 31 presents the angle variations for the condition where the valve has a loose clearance. It can be noticed that the valve changes its rest position to 0.5° (instead of 0°). This condition could imply a loss of valve sealing, or even delays, in its actuation of the cylinder operating cycle.

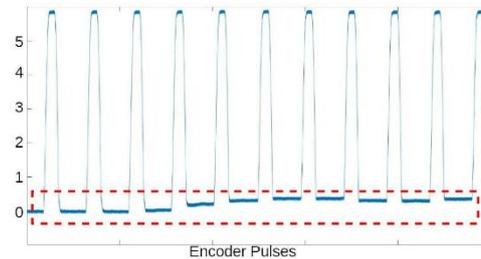


Figure 31. Inlet valve position, measured with the proposed resistive sensor—Loose Valve Clearance.

3.6. Comparative Summary

Table 1 provides a comparison summary between the proposed system of monitoring against a commercial product (MarPrime Ultra). Both products can monitor the in-cylinder pressure and the inlet and exhaust valves, although, as presented in Figures 27 and 28, the ultrasound sensor for monitoring of the valves used in the MarPrime Ultra might have some noise issues, while the proposed resistive sensor does not. The data acquisitions using the MarPrime system are stored directly at the equipment and must be, later, transferred to a computer for the analysis, while the proposed system transfers the data online via Wi-Fi. As the MarPrime system do not use an encoder, it can only estimate the crank angle, while, with the proposed system, the high resolution encoder provides for a more precise

pressure curve. The MarPrime system provides an averaged curve that is the result of 30 cycles of pressure, which results in a pressure curve without some many details about the operation of the engine (as seen in Figure 17), while the cycle-to-cycle evaluation of the proposed system allows for much more details on the operational conditions (as seen in Figure 18). The in-cylinder pressure sensor of the MarPrime system does not allow repair of its internal components in case of a failure, while the proposed system does. Finally, the proposed system, being produced locally in Brazil, reduces the dependency on foreign technology and promotes local development. This last factor also implies in the reduction of costs for the local market, as imported systems are subjected to currency variations and elevated taxes on imports. A MarPrime Ultra system was acquired in March 2019 for 8800 USD (without considering import taxes). With the import taxes (which, in Brazil, sum up to 100%), the amount paid almost doubles. The proposed system is expected to be commercialized in the Brazilian market for 30,000 BRL (which is equivalent to 5690 USD, considering the exchange rate of September 2021).

Table 1. Comparison of features between the proposed system and the a commercial system.

Feature	MarPrime Ultra	Proposed System
In-cylinder pressure	✓	✓
Inlet and Exhaust valves	✓	✓
Immunity to noise on the valve measurements	×	✓
Online acquisition	×	✓
Synchronism with crank angle	×	✓
Cycle-to-cycle evaluation	×	✓
Possibility of repair in the pressure sensor	×	✓
Brazilian national product	×	✓
Price at the Brazilian market *	80,000 BRL (≈ 15,140 USD)	30,000 BRL (≈ 5690 USD)

* The price at the Brazilian market includes the import taxes, which almost doubles the international retail price of 8800 USD.

4. Conclusions

This paper has presented the development of a reduced scale laboratory, that enables researchers to develop and test new monitoring equipment/strategies in a safe and controlled environment, where the failures can be inserted on purpose by means of replacing parts or intentional maladjustment of settings.

The paper has also presented the development of a set of reduced cost monitoring sensors, for in-cylinder pressure, crank angle, and crankshaft angular velocity, and it also has proposed a novel approach for monitoring the position of inlet and exhaust valves. Conventionally, this measurement is performed using ultrasound sensors (which may be prone to noise contamination when the engine operates in gas-diesel fuel mode).

The proposed inlet and exhaust valve position measurement system used a resistive sensor attached to the rocker arm of the valve. This approach enabled a direct and accurate way of tracking the opening and closing, as well as the state of the valve stroke extensions and their dynamics in every instant of cylinder operation. This measurement synchronized by the motor shaft allowed systematically predictive monitoring of failures, such as excessive slacks, jams, carbonization of the valve seat, and loss of adjustments.

The paper followed a practical approach on the making of the reduced scale laboratory and the sensors.

It is important to notice that, although it may seem contradictory that a country that historically had high penetration of renewable sources in its energy mix is, in the last two/three decades, heavily investing in generation using fossil fuels (the historical, political, and economical particularities of the Brazilian energy market is presented in Reference [30]), due to its continental dimensions, investments in technology for monitoring combustion engine power plants are economically justified and, more importantly, provide for less technological dependence on foreign equipment.

In addition, although not verified in the experiments, it is believed that the proposed monitoring equipment allows a better adjustment of the operational point of the combustion engine, which, consequently, lowers the emissions of pollutants in the atmosphere. The best operating condition of the engine corresponds to the admission of the correct amount of air and fuel for an efficient burning, within the demand of engine power and physical characteristics of the chamber. The occurrence of advances or delays in fuel injection, or inadequate quantities, result in incomplete combustion and increased generation of polluting gases. All of these are believed to be important secondary gains of the proposed sensors, although a study on this subject is left for future work.

Author Contributions: Conceptualization, F.d.O.A., H.F.V.-N., L.E.B.-d.-S., E.L.B., J.L., J.L.M.d.S.J., and E.G.d.S.; Investigation, F.d.O.A., L.E.B.-d.-S., H.F.V.-N., E.L.B., L.E.L.O., C.E.T., J.L., J.L.M.d.S.J., and E.G.d.S.; Methodology and Software, F.d.O.A., L.E.B.-d.-S., E.L.B., L.E.L.O., G.L.-T., and C.E.T.; Writing, F.d.O.A. and W.C.S. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research received no external funding.

Institutional Review Board Statement: Not applicable.

Informed Consent Statement: Not applicable.

Acknowledgments: The authors would like to thank RAESA and the following Brazilian Research Agencies: CNPq, CAPES, and ANEEL R & D for the support of this project.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Abbreviations

The following abbreviations are used in this manuscript:

ADC	Analog-to-Digital Converter
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica (Brazilian Electricity Regulatory Agency)
BDC	Bottom Dead Center
CBM	Condition-Based Maintenance
ESA	Electrical Signature Analysis
FRA	Frequency Response Analysis
GD	Gas-Diesel (GD)
GPIO	General Purpose Input/Output
HFO	Heavy Fuel Oil
ICE	Internal Combustion Engine
TDC	Top Dead Center
TPP	Thermal Power Plants
TPS	Throttle Position Sensor

References

1. Salomon, C.P.; Ferreira, C.; Sant'Ana, W.C.; Lambert-Torres, G.; Borges da Silva, L.E.; Bonaldi, E.L.; de Oliveira, L.E.d.L.; Torres, B.S. A Study of Fault Diagnosis Based on Electrical Signature Analysis for Synchronous Generators Predictive Maintenance in Bulk Electric Systems. *Energies* **2019**, *12*, 1506, doi:10.3390/en12081506.
2. Ribeiro, L.C.; Bonaldi, E.L.; de Oliveira, L.E.L.; Borges da Silva, L.E.; Salomon, C.P.; Santana, W.C.; Borges da Silva, J.G.; Lambert-Torres, G. Equipment for Predictive Maintenance in Hydrogenerators. *AASRI Procedia* **2014**, *7*, 75–80, doi:10.1016/j.aasri.2014.05.032.
3. Sant'Ana, W.C.; Lambert-Torres, G.; Borges da Silva, L.E.; Bonaldi, E.L.; de Lacerda de Oliveira, L.E.; Salomon, C.P.; Borges da Silva, J.G. Influence of rotor position on the repeatability of frequency response analysis measurements on rotating machines and a statistical approach for more meaningful diagnostics. *Electr. Power Syst. Res.* **2016**, *133*, 71–78, doi:10.1016/j.epsr.2015.11.044.
4. Mendonca, P.; Bonaldi, E.; de Oliveira, L.; Lambert-Torres, G.; da Silva, J.B.; da Silva, L.B.; Salomon, C.; Santana, W.; Shinohara, A. Detection and modelling of incipient failures in internal combustion engine driven generators using Electrical Signature Analysis. *Electr. Power Syst. Res.* **2017**, *149*, 30–45, doi:10.1016/j.epsr.2017.04.007.
5. Maridis GmbH. *MarPrime Technical Data*; Maridis GmbH: Rostock, Germany, 2015.
6. Chris-Marine AB. *LEMAG ECI Product Sheet*; Chris-Marine AB: Malmö, Sweden, 2019.

7. Friedrich Leutert GmbH & Co. KG. *Digital Pressure Indicator DPI Data Sheet*; Friedrich Leutert GmbH & Co. KG: Adendorf, Germany, 2019.
8. Cummins Power Generation. *Grupos Geradores Diesel-Catalog 5001120*; Cummins Power Generation: Columbus, IN, USA, 2016.
9. Wärtsilä Corporation. *Wärtsilä 46 Technology Review*; Wärtsilä Corporation: Helsinki, Finland, 2008.
10. Guedes, C.F.B. *An Overview of the Network for Research and Development (R&D) on Public Policy of the Brazilian Electricity Sector*; The George Washington University—Minerva Program; Spring: Washington, DC, USA, 2011.
11. d’Ambrosio, S.; Ferrari, A.; Galleani, L. In-cylinder pressure-based direct techniques and time frequency analysis for combustion diagnostics in IC engines. *Energy Convers. Manag.* **2015**, *99*, 299–312, doi:10.1016/j.enconman.2015.03.080.
12. Romani, L.; Bianchini, A.; Vichi, G.; Bellissima, A.; Ferrara, G. Experimental Assessment of a Methodology for the Indirect In-Cylinder Pressure Evaluation in Four-Stroke Internal Combustion Engines. *Energies* **2018**, *11*, 1982, doi:10.3390/en11081982.
13. Wang, Q.; Sun, T.; Lyu, Z.; Gao, D. A Virtual In-Cylinder Pressure Sensor Based on EKF and Frequency-Amplitude-Modulation Fourier-Series Method. *Sensors* **2019**, *19*, 3122, doi:10.3390/s19143122.
14. Valencia-Duque, A.F.; Cardenas-Pena, D.A.; Alvarez-Meza, A.M.; Orozco-Gutierrez, A.A.; Quintero-Riaza, H.F. Tdm-Based Engine In-Cylinder Pressure Estimation from Shaft Velocity Spectral Representation. *Sensors* **2021**, *21*, 2186, doi:10.3390/s21062186.
15. Lewis, R. *Wear of Diesel Engine Inlet Valves and Seats*. Ph.D. Thesis, University of Sheffield, Sheffield, UK, 2000.
16. Vardar, N.; Ekerim, A. Investigation of exhaust valve failure in heavy-duty diesel engine. *Gazi Univ. J. Sci.* **2010**, *23*, 493–499.
17. Basbous, T.; Younes, R.; Ilinca, A.; Perron, J. Fuel consumption evaluation of an optimized new hybrid pneumatic-combustion vehicle engine on several driving cycles. *Int. J. Engine Res.* **2012**, *13*, 253–273.
18. Balmelli, M.; Zsiga, N.; Merotto, L.; Soltic, P. Effect of the Intake Valve Lift and Closing Angle on Part Load Efficiency of a Spark Ignition Engine. *Energies* **2020**, *13*, 1682.
19. Yin, S. *Volumetric Efficiency Modeling of a Four Stroke IC Engine*. Master’s Thesis, Colorado State University, Fort Collins, CO, USA, 2017.
20. Bonaldi, E.L.; de Souza, S.F.; de Souza Lima, D.; da Costa Lacerda, J.; da Silva, L.E.B.; de Oliveira, L.E.d.L.; de Oliveira Assuncao, F.; Santos, C.A.; Teixeira, C.E.; Campos, M.M.; et al. Monitoring System of Power Operation Condition of Internal Combustion Engines. In Proceedings of the 13th Latin-American Congress On Electricity Generation and Transmission—CLAGTEE 2019, Santiago, Chile, 20–23 October 2019.
21. Behre, L.; Mercorelli, P. Sensing of the Engine Cylinder Valves Motion. Multidisciplinary Digital Publishing Institute Proceedings **2016**, *1*, 26.
22. Boas, F.M.V.; da Silva, L.E.B.; Villa-Nova, H.F.; Bonaldi, E.L.; Oliveira, L.E.L.; Lambert-Torres, G.; de Oliveira Assuncao, F.; de Almeida Costa, C.I.; Campos, M.M.; Sant’Ana, W.C.; et al. Condition Monitoring of Internal Combustion Engines in Thermal Power Plants based on Control Charts and Adapted Nelson Rules. *Accept Publ. Energies* **2021**, *14*, 4924.
23. Tunestal, P. TDC offset estimation from motored cylinder pressure data based on heat release shaping. *Oil Gas Sci. Technol.-D’IFP Energies Nouv.* **2011**, *66*, 705–716, doi:10.2516/ogst/2011144.
24. Kurtz, A.; Kane, A.; Goodman, S.; Landmann, W.; Geras, L.; Ned, A. *High Accuracy Piezoresistive Internal Combustion Engine Transducers*; Automotive Testing Expo: Messe Stuttgart, Germany, 2004.
25. Bąkowski, A.; Radziszewski, L.; Żmindák, M. Dynamic pressure measurement and uncertainty analysis using a piezoelectric transducer for a combustion engine. In *Applied Mechanics and Materials*; Trans Tech Publ.: 2016; Volume 827, pp. 77–82.
26. Włodarczyk, M.T. Fiber optic-based in-cylinder pressure sensor for advanced engine control and monitoring. *Combust. Engines* **2012**, *151*, 3–8, doi:10.19206/CE-117016.
27. KELLER AG. *Series 7L Piezoresistive OEM Pressure Transducers with High Stability in a Compact Design—Edition 01/2021*; KELLER AG: Winterthur, Switzerland, 2021.
28. Texas Instruments. *CC3200 SimpleLink Wi-Fi and Internet-of-Things Solution, a Single-Chip Wireless MCU-SWAS032F*; Texas Instruments: Dallas, TX, USA, 2015.
29. SICK AG. *DFS60-TDPA65536 Product Satasheet*; SICK AG: Waldkirch, Germany, 2021.
30. Santos, A.Q.O.; da Silva, A.R.; Ledesma, J.J.G.; de Almeida, A.B.; Cavallari, M.R.; Junior, O.H.A. Electricity Market in Brazil: A Critical Review on the Ongoing Reform. *Energies* **2021**, *14*, 2873, doi:10.3390/en14102873.