



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

- Mestrado - Doutorado -

**APRIMORAMENTO DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE
GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA POR GRUPO
GERADOR ALIMENTADO COM GÁS POBRE**

por

Alexandre Freire Bezerra

*Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para
obtenção de grau de Doutor.*

João Pessoa – Paraíba

Novembro, 2016

ALEXANDRE FREIRE BEZERRA

**APRIMORAMENTO DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA
DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA POR GRUPO
GERADOR ALIMENTADO COM GÁS POBRE**

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para a obtenção do Grau de Doutor.

Orientador: Professor Dr. Emerson Freitas Jaguaribe

B574a Bezerra, Alexandre Freire.

Aprimoramento da eficiência de um sistema de geração de energia elétrica por grupo gerador alimentado com gás pobre / Alexandre Freire Bezerra. - João Pessoa, 2016.

81 f.: il. -

Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe.

Tese (Doutorado) - UFPB/ PPGEM

1. Engenharia Mecânica. 2. Geração de eletricidade.
3. Controlador de Ignição. 4. Gaseificador de biomassa.
I. Título.

UFPB/BC

CDU: 621(043)

APRIMORAMENTO DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA POR GRUPO GERADOR ALIMENTADO COM GÁS POBRE

por

Alexandre Freire Bezerra

Tese aprovada em 21 de novembro de 2016



Prof. Dr. EMERSON FREITAS JAGUARIBE
Orientador - UFPB



Prof. Dr. ADRIANO SITÔNIO RUMÃO
Examinador Interno - UFPB



Prof. Dr. LUTZ SIMÃO DE ANDRADE FILHO
Examinador Interno - UFPB



Prof. Dr. RENNIO FELIX DE SENA
Examinador Externo - UFPB



Prof. Dr. FÁBIO BARBOSA FERRAZ
Examinador Externo - IFPB

DEDICATÓRIA

Dedico este doutorado aos meus pais, Ary Pinheiro Bezerra, e Terezinha Freire Bezerra e ao meu irmão José Adriano Freire Bezerra, pelo exemplo de perseverança, honestidade e dedicação em tudo que realizam.

AGRADECIMENTOS

Uma palavra de agradecimento a todos aqueles que, de formas diversas, e em momentos diferentes, foram importantes para a realização deste trabalho, sobretudo:

À Deus;

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo incentivo ao desenvolvimento científico do país e pela bolsa concedida;

Meu profundo agradecimento ao exímio orientador, Prof. Dr. Emerson F. Jaguaribe, que, através dos seus conhecimentos e valiosas discussões contribuiu, de forma significativa, para o desenvolvimento desta tese.

Ao Prof. Dr. Adriano Sitônio Rumão pela grande contribuição dada a esse trabalho, graças ao seu profundo conhecimento no domínio de gaseificadores, além do grande incentivo que recebi durante os momentos de dificuldades enfrentados ao longo do preparo desta tese.

Aos professores, que muito me honraram com suas participações na banca examinadora;

Aos amigos do Laboratório de Inovação Benilton, Bruno, Carlos, Marcos, André, Felipe, Halan, Daniel, Herculano, Fernanda pelo auxílio prestado ao longo da realização deste trabalho;

Aos amigos do Laboratório de Carvão Ativado Jean, Polena, Diogo, Wendell, Kaline, Simone, Ester, Juliana pelo valioso incentivo no desenvolvimento desse trabalho;

À minha querida família, pela compreensão nos tantos momentos em que precisei estar ausente.

“O homem científico não pretende alcançar um resultado imediato. Ele não espera que suas ideias avançadas sejam imediatamente aceitas. Seus trabalhos são como sementes para o futuro. Seu dever é lançar as bases para aqueles que estão por vir e apontar o caminho”.

(Nikola Tesla)

APRIMORAMENTO DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA POR GRUPO GERADOR ALIMENTADO COM GÁS POBRE

RESUMO

Comprovadamente, nem todas as pessoas, em nosso planeta, têm acesso a energia elétrica, sobretudo, aquelas situadas em comunidades distantes das grandes cidades. A busca de solução para esse problema, geralmente esbarra em questões econômicas, quando se observa o crescente aumento do preço dos combustíveis tradicionais, ou longas estiagens em países onde a fonte principal é a hidrelétrica. Nesses casos, a regra geral é buscar nas energias alternativas a saída. Em um país, como o nosso, onde a biomassa tem tornado possível a geração de energia industrial, seja através do bagaço de cana-de-açúcar, do endocarpo de coco, do eucalipto, etc., percebe-se a possibilidade da ampliação desse potencial quando se faz uso da tecnologia da gaseificação da biomassa. RUMÃO (2013), alimentando um motor Diesel MWM D229-4, convertido, não apenas ampliou a potência de geração de energia elétrica estabelecida pelos construtores de um gaseificador indiano, mas melhorou o rendimento do sistema gaseificador/motor/gerador. O propósito deste trabalho foi de ampliar os valores significativos obtidos por RUMÃO (2013), criando um mapa onde se associou potência motriz ao ângulo de avanço que garantia menor consumo de gás pobre. Para tanto, foi empregado o controlador comercial de ignição FT 400. Além do mais, promoveu-se o isolamento térmico da tubulação que leva o gás pobre até o motor e incorporou-se antes do filtro de manga do gaseificador, um reservatório de gás, com dois propósitos: evitar o encharcamento do filtro de manga, criar uma reserva de gás para demandas maiores do motor. Introduzidas essas modificações foram realizados testes cujos resultados foram comparados com os de RUMÃO (2013): o consumo foi reduzido em 0,512 kg/kW.h para um ângulo de 9° e potência de 13 kWe; com relação às eficiências térmicas do gaseificador constatou-se, neste trabalho, uma certa redução, embora, a do sistema gaseificador/grupo gerador, que é o que, realmente, é importante, passou de 20%, em Rumão (2013), para 27% no ângulo de 9°. Para todos os ângulos de avanço a potência

elétrica máxima atingida foi superior às de RUMÃO (2013), sendo o valor máximo de 29 kWe, para o ângulo de ignição de 7°. O mapa de ignição foi montado depois de se levantar as curvas de consumo. Este mapa foi construído a partir dos ângulos de ignição que proporcionavam menores consumos de biomassa nos intervalos de potência estudados. O mapa de ignição pode funcionar tanto por MAP como por TPS, sendo o de MAP melhor aplicado para este conjunto, devido a resolução no FT 400, juntamente com as variações de pressão no coletor. Com as modificações introduzidas (mapa de ignição, reservatório de gás e isolamento térmico) ampliou-se a eficiência do gaseificador até 18%, a eficiência do grupo/gerador em 5% e a eficiência térmica do sistema em 9 % com relação ao que havia sido conseguido por RUMÃO (2013), além de se reduzir o consumo de combustível para mesmas potências alcançadas.

Palavras-Chaves: Gaseificador de biomassa; Controlador de Ignição; Geração de eletricidade.

ENHANCEMENT OF EFFICIENCY GENERATION OF AN ELECTRIC GENSET POWERED WITH POOR GAS FROM A BIOMASS GASEIFIER

ABSTRACT

certainly, not all people on our planet have access to electricity, especially those located in remote communities of large cities. The solution to this issue, usually meets economic difficulties, due to the frequent increase in the prices of traditional fuels, or long droughts in countries where the main source is the hydroelectric. In such cases, the usually idea to overcome the problem has in the alternative energy the easiest and the cheapest solution. So in a country like ours, where biomass has made possible the generation of industrial energy, either through sugarcane bagasse, coconut shells, eucalyptus, etc., we see the possibility of expand this potential through the use of the biomass gasification technology. RUMÃO 2013, fueling a converted diesel engine MWM D229-4, not only expanded the limit of electricity generation established by the Indian gasifier builders, but improved the performance of the gasifier system/engine/generator. The purpose of the present study was to promote advances in the parameter values obtained by RUMÃO 2013 creating a map based on the engine power and on the admission angle, to guarantee fuel consumption reduction. For this purpose, it was used the commercial FT 400 ignition controller. Moreover, we took care of the thermal insulation of the pipe that leads the poor gas to the engine, and incorporated into the gasifier before the cloth filter system, a gas reservoir with two purposes: to prevent the fabric of the filter to be water clogged, and to create a gas storage for the engine higher demands. After the introduction of these innovation tests were conducted and all results were compared with those of Rumão 2013: consumption was reduced by 0,512 kg/kW.h at an angle of 9° and power of 13 kWe; regarding the thermal efficiency just of the gasifier Rumão presented better results, but when it came to the system formed by the gasifier system and generator, which really counts, our results overpassed those of Rumão 2013 in 7%, reaching 27%; for all advance angles chosen gave electric power higher than that of Rumão 2013; the best result

happened at the ignition angle of 7° resulting in 29 kWe. This map was constructed from the ignition angles which provided lower consumption in biomass power ranges studied. The ignition map can be a function of TPS or of MAP. The MAP is best applied to our case, because the equipment has better resolution to it than to TPS, concerning the sensitivity to the pressure variation in the collector, needed to build the map. With the modifications introduced (ignition map, gas reservoir and thermal insulation) the gasifier efficiency was increased up to 18%, the efficiency of the generator / group by 5% and the thermal efficiency of the system by 9%, compared to what had been achieved by RUMÃO (2013), in addition to reducing fuel consumption to the same achieved power.

Keywords: biomass gasifier; ignition controller; electricity generation.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	1
INTRODUÇÃO	1
CAPITULO II	4
A EVOLUÇÃO DO PROCESSO DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA	4
2.1 INTRODUÇÃO	4
2.2 A GASEIFICAÇÃO	4
2.2.1 Tipos de Gaseificadores	5
2.2.1.1 Gaseificadores Contracorrente.....	6
2.2.1.2 Gaseificadores co-correntes	7
2.2.1.3 Gaseificadores de Fluxo Cruzado	8
2.2.1.4 Gaseificadores de leito Fluidizado.....	9
2.3 GASEIFICADORES DE ÚLTIMA GERAÇÃO	11
2.4 A MONTAGEM NO LI DO GASEIFICADOR IMPORTADO	11
2.5 PRINCIPAIS RESULTADOS DO TRABALHO DE RUMÃO (2013)	11
2.6 CONSEQUÊNCIAS DOS RESULTADOS DE RUMÃO (2013)	12
2.6.1 Modificações Introduzidas no Gaseificador Original	13
2.6.2 O modelo original	13
CAPÍTULO III	16
AVANÇOS ASSIMILADOS À TECNOLOGIA DE OTTOLIZAÇÃO DO LI	16
3.1 INTRODUÇÃO	16
3.2 ÂNGULO DE IGNIÇÃO	16
3.3 ADVERSIDADES CONSTATADAS NO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USADO POR RUMÃO, 2013.	18
3.4 OBSERVAÇÕES PRÁTICAS DO DESEMPENHO DE MOTORES COM RELAÇÃO AO ÂNGULO DE AVANÇO	19
3.5 O CONTROLADOR DE IGNIÇÃO MODERNO	21
3.5.1 O Componente FuelTech FT400	22
3.5.2 A Roda Fônica e o Sensor indutivo	25
3.5.3 Programação do mapa de ignição no FT400	27
CAPITULO IV	29
DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	29
4.1 INTRODUÇÃO	29
4.2 O APARATO EXPERIMENTAL	29
4.2.1 A Termobalança analítica	29
4.2.2 O simulador de carga	30
4.2.3 Indicador de temperatura digital	31
4.2.4 Anemômetro digital	31
4.2.5 O analisador de gases veiculares	32

4.3 AS MODIFICAÇÕES INTRODUZIDAS NO GASEIFICADOR DURANTE A REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS.....	33
4.3.1 O isolamento térmico.....	33
4.3.2 O suprimento de gás.....	35
4.4 A IMPLANTANÇÃO DO SISTEMA DE IGNIÇÃO.....	37
4.4.1 Fixação da Roda Fônica.....	37
4.4.2 A Instalação do SPARK PRO.....	39
4.4.3 A configuração e a calibração da ignição.....	40
4.4.4 Os sensores MAP e TPS.....	42
4.5 REALIZAÇÃO DOS TESTES.....	44
4.6 OS TESTES REALIZADOS.....	48
4.6.1 Eficiências Observadas.....	52
CAPITULO V.....	54
RESULTADOS.....	54
5.1 INTRODUÇÃO.....	54
5.2 TEOR DE UMIDADE E A MASSA ESPECÍFICA DA BIOMASSA.....	54
5.3 POTÊNCIA ELÉTRICA MÁXIMA ALCANÇADA.....	55
5.4 MEDIDAS DE TEMPERATURAS TOMADAS EM DIVERSOS PONTOS DO SISTEMA GASEIFICADOR- GRUPO GERADOR.....	56
5.5 PRESSÃO RELATIVA NA SAÍDA DO CHILLER.....	57
5.6 EMISSÕES DOS POLUENTES DOS GASES DE ESCAPE.....	58
5.7 CONSUMO ESPECÍFICO DE BIOMASSA PARA ELABORAÇÃO DO MAPA DE IGNIÇÃO.....	60
5.8 DADOS DO TPS E MAP.....	61
5.9 TESTES COM O MAPA DE IGNIÇÃO PROGRAMADO NO FT 400.....	66
5.9.1 Pressão Relativa na Saída do Gás Pobre.....	67
5.10 ECONOMIA EM RELAÇÃO ÀQUELA OBTIDA POR RUMÃO, 2013.....	68
5.10.1 Economia Comparando-se os Mapas de Ignição.....	68
5.11 EFICIÊNCIA DO GASEIFICADOR DE BIOMASSA.....	69
5.11.1 Comparações com as Eficiências encontradas por Rumão 2013.....	70
5.12 A EFICIÊNCIA DO GRUPO GERADOR.....	72
5.12.1 Comparações com as Eficiências do Grupo Gerador encontradas por Rumão 2013.....	72
5.13 A EFICIÊNCIA DO SISTEMA GASEIFICADOR GRUPO GERADOR.....	74
CAPITULO VI.....	76
CONCLUSÃO.....	76
SUGESTÕES PARA OS PRÓXIMOS TRABALHOS.....	78
REFERÊNCIAS.....	79

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Ilustração do Gaseificador Contracorrente.....	7
Figura 2-2: Ilustração Gaseificador Co-corrente.....	8
Figura 2-3: Ilustração do Gaseificador de Fluxo Cruzado.	9
Figura 2-4: Ilustração de Gaseificador de leito Fluidizado.	10
Figura 2-5: Partes do gaseificador.....	14
Figura 2-6: A) flare B) Gaseificador.	15
Figura 2-7: A) Gaseificador antes das modificações B) Gaseificador depois das modificações de Rumão, 2013.	15
Figura 3-1: Ângulo de Ignição	17
Figura 3-2: a) Influência do avanço de ignição na pressão final da combustão no motor. (b) ocorrência da detonação devido a um avanço de ignição excessivo.	18
Figura 3-3: A) MWM série D229-4 convertido. B) Regulador de Fluxo Gás Pobre/ar.....	19
Figura 3-4: Dispositivo de Injeção e Ignição Eletrônica (FT 400).....	23
Figura 3-5: Módulo de Ignição Indutiva (SPARKPRO-2).....	24
Figura 3-6: a) Pick-up Magnético. b) Unidade Controladora de Velocidade. c) Atuador	25
Figura 3-7: 1. Imã Permanente, 2. Encapsulamento, 3. Bloco de Motor, 4. Núcleo, 5. Indutor, 6. Roda Fônica.	27
Figura 4-1: Termobalança Semi Analítica.	30
Figura 4-2: Simulador de carga elétrica	31
Figura 4-3: indicador de temperatura.	31
Figura 4-4: Termo-Anemômetro.	32
Figura 4-5: Analisador de gases de escape.....	33
Figura 4-6: Isolamento das tubulações.....	34
Figura 4-7: Isolamento do reservatório dos filtros.	34
Figura 4-8: a) Reservatório aberto b) Filtros de manga	35
Figura 4-9: a) Filtros desgastados b) Filtros confeccionados	36
Figura 4-10: reservatório para acúmulo de gás pobre.	36
Figura 4-11: Reservatório para acúmulo de gás.....	37
Figura 4-12: motor sem o radiador e a polia do virabrequim.....	38

Figura 4-13: Roda Fônica instalada.	38
Figura 4-14: Roda Fônica com sensor indutivo.	39
Figura 4-15: ilustração das ligações do Spark PRO.	40
Figura 4-16: Bobina Bosch de 2 saídas.	40
Figura 4-17: Indicador de PMS do motor.	42
Figura 4-18: Goniômetro na polia do virabrequim.	42
Figura 4-19: Corpo de Borboleta e multímetro Digital.	43
Figura 4-20: Tomada de pressão no coletor de admissão.	44
Figura 4-21: Biomassa com granulometria ajustada	45
Figura 4-22: Entrada principal de agente ativante e altura mínima de biomassa.	45
Figura 4-23: Entrada lateral com o gaseificador produzindo.	46
Figura 4-24: Queimador acionado.	47
Figura 4-25: Localização do Tubo de Pitot e Manômetro em U.	49
Figura 4-26: Mapa de Ignição Por MAP.	50
Figura 4-27: Curvas de Consumo Específico de Biomassa.	51
Figura 5-1: Potências Máximas atingidas.	56
Figura 5-2: Temperatura do Gás Pobre na Admissão.	57
Figura 5-3: Temperatura da Mistura no Coletor.	57
Figura 5-4: Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.	58
Figura 5-5: Curva dos Hidrocarbonetos não queimados (HC) dos gases de escape para cada ângulo de ignição.	59
Figura 5-6: Curvas de emissão de CO corrigido em função da potência elétrica.	59
Figura 5-7: Curvas de Diluição dos gases de escape em função da Potência Elétrica.	60
Figura 5-8: Curvas de Consumo Específicos de Biomassa.	61
Figura 5-9: Curvas de Pressão Relativa x Potência Elétrica em todos os ângulos.	63
Figura 5-10: Curvas de Rotação do Eixo da Borboleta.	64
Figura 5-11: Consumo Específico de Biomassa do Mapa de Ignição.	66
Figura 5-12: Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.	67
Figura 5-13: Consumo Especifico no ângulo de 9°.	68
Figura 5-14: Consumo Especifico de Biomassa Considerando o Mapa de Ignição.	69
Figura 5-15: Eficiência do Gaseificador de Biomassa.	70
Figura 5-16: Eficiências para Ângulo de Ignição de 9°.	71
Figura 5-17: Eficiências do gaseificador considerando o Mapa de Ignição.	71
Figura 5-18: Eficiência do Grupo Gerador.	72
Figura 5-19: Eficiência do Grupo Gerador para o Ângulo de 9°.	73

Figura 5-20: Eficiências do Grupo Gerador seguindo o Mapa de Ignição e Eficiências obtidas por Rumão 2013.....	73
Figura 5-21: Curvas da Eficiência do Gaseificador/GrupoGerador em relação à potência elétrica.	74
Figura 5-22: Eficiência do Grupo Gerador para o Ângulo de 9°	75
Figura 5-23: Eficiências do Gaseificador/Grupo Gerador seguindo o Mapa de Ignição e Eficiências obtidas por Rumão 2013.....	75

LISTA DE TABELA

Tabela 5-1: Teor de Umidade da Biomassa	54
Tabela 5-2: Massa Especifica da Biomassa.	55
Tabela 5-3: Medidas da Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.	58
Tabela 5-4: Ângulo de ignição de Referência para cada intervalo de potência.	61
Tabela 5-5: Dados de Posição da Borboleta e pressão no coletor de admissão.	63
Tabela 5-6: Intervalos de TPS e MAP para Cada Faixa de Potência.	64
Tabela 5-7: Programação da Correção de Ignição no FT 400.	65
Tabela 5-8: mapa de ignição com relação ao TPS	65
Tabela 5-9: Ângulo de Ignição para cada Potência no teste do Mapa de Ignição.	67

NOMENCLATURA

M_{ad} – Massa adicionada ;

$Q_{gás}$ – Vazão de gás pobre (m^3/s);

%CO – Porcentagem de monóxido de carbono;

γ_{gas} – Peso específico do gás que está escoando no tubo (N/m^3);

γ_{liq} – Peso específico do líquido no tubo em “U” (N/m^3);

$\eta_{gaseif.}$ – Eficiência de gaseificação;

$\eta_{global.}$ – Eficiência do sistema gaseificador / grupo gerador;

$\eta_{grupogenerator}$ – Eficiência do grupo gerador;

CB – Consumo de biomassa;

D – Diâmetro da tubulação de escoamento (m);

DAAM – Deslocamento angular da árvore de manivelas;

g – Aceleração devido a gravidade (m/s^2);

h – Deslocamento do fluido no tubo em “ U ” (m);

IISc/CGPL – Indian Institute of Science/Combustion Gas Propulsion Laboratory;

LCA – Laboratório de Carvão Ativado;

LI – Laboratório de Inovação;

MAP – Manifold Absolute Pressure (Pressão Absoluta do Coletor);

M_s – Vazão mássica da biomassa utilizada no gaseificador (kg/s);

$PCI_{biomassa}$ – Poder calorífico inferior da biomassa utilizada no gaseificador (J/kg);

$PCI_{gás}$ – Poder calorífico inferior do gás produzido pelo gaseificador (J/Nm^3);

$Pe_{útil}$ – Potência elétrica útil (W);

PMS – Ponto morto superior;

RPM – Rotações por minuto;

TPS – Throttle Position Sensor (Sensor de Posição do Acelerador);

UCE – Unidade de Controle Eletrônico;

t – Tempo em que a massa foi consumida no gaseificador (h);

FT 400 – Injeção Eletrônica Programável (Fueltech 400);

CT/UFPB – Centro de Tecnologia (Universidade Federal da Paraíba)

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O Brasil é o sétimo maior consumidor de energia do mundo e aproximadamente 97,8% de sua população tem acesso ao serviço de energia elétrica (IBGE, 2011, ROVERI, 2014). Em contrapartida, esse mesmo país possui por volta de 10 milhões de pessoas sem acesso à energia elétrica, sendo que 90% dessa parcela moram na zona rural (GUASCOR, 2015, ROVERI, 2014). No mundo, cerca de 1,2 bilhões de pessoas não fazem uso da eletricidade, estas localizadas principalmente no Sul da Ásia e África (SANCHEZ, 2012, SILVEIRA et al, 2013). A população dessas regiões, onde a energia elétrica não está disponível, depende da biomassa para cocção e conforto térmico. Esta biomassa é normalmente encontrada em grande escala, evidenciando um potencial que poderia ser melhor aproveitado.

Na tentativa de suprir o déficit de energia das comunidades distantes, diversas são as dificuldades encontradas pelos governos. Ao optarem por derivados de petróleo, se deparam com custos de transportes e de armazenamento de combustíveis líquidos e gasosos, além de terem que lidar com as crescentes preocupações com os impactos relacionados ao meio ambiente. E mais particularmente, no Brasil, nesse setor de petróleo, os preços dos combustíveis só tendem a subir tendo em vista as más gestões e políticas temerárias que a cada dia que passa reduzem os números de barris produzidos, além de desvalorizarem a própria companhia estatal. Por sua vez, energias alternativas como a eólica e a solar, além de terem custos elevados (PAQUETE, 2015), dependem de sítios apropriados, nem sempre disponíveis (ALVES, 2012). E no que diz respeito a ampliação de seu potencial hidrelétrico, há, hoje, restrições de caráter geográfico, geológico, e até ambiental (MARTINS, 2011). O uso da biomassa como combustível, tanto para atividades domésticas como para industriais, tem aumentado sensivelmente o desmatamento, com conseqüente ampliação do CO₂ atmosférico, e do efeito estufa (KINTO, 2001). No entanto, a utilização de biomassa originária de florestas renováveis, dos resíduos provenientes das indústrias de papel e siderúrgica, que utilizam essas florestas, e dos resíduos das colheitas agrícolas, tem papel relevante na sociedade, sendo

considerada fonte de energia limpa e renovável por advir de um processo de produção sustentável, por participar do ciclo de reabsorção de CO₂ (CORTEZ et al, 2008).

É notório que a forma mais usual de se fazer o aproveitamento da energia dos resíduos é pela queima direta, para a geração de calor. E tal procedimento é rotineiro nas usinas de cana de açúcar e nas indústrias de produção de alimentos, como, nas de leite de coco da baía, quando os resíduos gerados são transformados em combustível sólido nas caldeiras industriais.

Constata-se, todavia, que a forma mais eficiente de se aproveitar a energia interna da biomassa, é através da produção de gás pelo método da fermentação de resíduos ou de pirólise. E tanto é assim, que o custo da energia elétrica oriunda do gás da biomassa pode competir com o da hidroeletricidade, com a vantagem adicional de se eliminar os custos de distribuição, apesar de nem sempre ser simples de se estocar. A prática, contudo, tem demonstrado que o gás gerado pela carbonização é, ainda, mais vantajoso do ponto de vista econômico do que aquele obtido pela fermentação de resíduos (RUMÃO, 2013). A tecnologia de gaseificação de biomassa, a qual faz uso da pirólise controlada, pode vir a ser a saída da dependência da geração de energia elétrica no Brasil, país com enorme potencial no setor agrícola, e até considerado como celeiro do mundo.

O emprego da gaseificação remonta ao início do século XIX. Desde então os gaseificadores vêm sofrendo modificações, a exemplo dos modelos de Bishoff e Siemens, muito utilizados no século XX, que operavam, sobretudo, com carvão de pedra e turfa e que, ainda hoje, estão disponíveis no mercado (TREMEL, SPLIETHOFF, 2013, SIEMENS, 2002).

Não está distante o tempo em que os gaseificadores eram empregados, basicamente, em processos de queima direta, como na cocção de alimentos, iluminação, ou na secagem de produtos (SILVA, 2002). Com o início da segunda guerra, intensificou-se a procura por combustíveis viáveis o que resultou no desenvolvimento de técnicas de conversão de motores de ignição por centelha e compressão para operarem com pequenos gaseificadores chamados de gasogênios (SICILIANO, 1945 apud LORA, 2008). No entanto, foi a partir dos trabalhos de pesquisa e desenvolvimento sobre gaseificadores conduzidos pelo Prof. Mukunda e sua equipe, na década de 1970, no Indian Institute of Science/Combustion Gas Propulsion Laboratory, IISc/CGPL, em Bangalore, Índia, que houve uma considerável mudança de entendimento sobre a aplicação dos gases gerados por aqueles aparatos. Depois de trinta anos de pesquisas o Prof. Mukunda projetou um gaseificador com um mecanismo que proporcionava a lavagem dos gases, de forma que

estes poderiam servir de combustíveis a motores duais, isto é, que partiam com o diesel e durante seu funcionamento consumiam de 18 a 20 % daquele derivado de petróleo. O sucesso desses gaseificadores foi tanto que o IPT de São Paulo, como a UFPA e a UFPB importaram o mesmo tipo de gaseificador com capacidade de 80 kWt. As duas primeiras instituições brasileiras, também, fizeram vir o motor dual. A exceção foi a UFPB, que importou, apenas, o gaseificador, iniciando, à época, 2004, um programa de conversão de motores diesel para o ciclo Otto, de maneira a utilizar apenas o gás pobre, produzido pelo gaseificador nos motores ottolizados. Este trabalho de tese dá sequência a um outro (RUMÃO, 2013), ambos preparados no Laboratório de Inovação (LI) do Centro de Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba. Esses dois trabalhos estão centrados na evolução das melhorias de rendimento do sistema formado pelo gaseificador de biomassa e motores ottolizados acoplado a um gerador.

A partir do acompanhamento e de detalhada análise do relevante trabalho de (RUMÃO, 2013), pode-se observar que alguns elementos suplementares relacionados com o funcionamento do sistema gaseificador/grupo gerador, deveriam contribuir enormemente para se ampliar os bons resultados obtidos pelo trabalho supracitado. Pelo menos foram três os itens de caráter construtivo e funcional observados: 1. O isolamento térmico de algumas tubulações; 2. A busca pelo controle automático do ângulo de ignição, com vistas a se otimizar o consumo de combustível nas diversas potências motoras de trabalho; 3. A redução da inércia motriz no momento em que havia mudança de regime de uma potência para outra mais elevada. Este trabalho tem por meta a discussão da implementação dos mecanismos relacionados com os três mencionados itens, a discussão dos resultados auferidos, e, finalmente, ressaltar as conclusões obtidas com tais aportes. Essas considerações serão apresentadas neste, mais cinco capítulos, onde: no Capítulo II se aborda a teoria da gaseificação de biomassa e as modificações estruturais introduzidas no gaseificador importado do LI; no Capítulo III são tecidas considerações sobre os principais elementos de monitorização do processo de combustão do motor ottolizado, o sistema de ignição e os sensores necessários para o controle da ignição; o Capítulo IV apresenta a parte experimental, inicialmente dando-se destaque as modificações realizadas no motor e no gaseificador, detalhando-se, na sequência, os testes realizados. Por sua vez, os resultados dos testes serão expostos no Capítulo V e as Conclusões comporão o Capítulo VI.

CAPITULO II

A EVOLUÇÃO DO PROCESSO DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo objetiva-se dar ênfase às contribuições realizadas pelo Laboratório de Inovação do CT/UFPB, no desenvolvimento do gaseificador moderno, aparato que poderá ter papel fundamental na geração de energia elétrica, de forma econômica e sustentável, até mesmo em regiões, ou países servidos por concessionárias de sistemas hidrelétricos.

Tendo em vista que em trabalhos anteriores produzidos pelo CGLP da Índia (DASSAPA et al., 2003), bem como em outros publicados pelo LI (RUMÃO, 2013, RUMÃO et al, 2014, APOLINARIO, 2006, SANCHEZ, 2010, LORA 2008) podem ser encontrados os fundamentos relacionados à tipos de gaseificadores, às variáveis de processos, à definições de eficiência do gaseificador, à equacionamentos e correlações matemáticas, ilustrações gráficas, tabelas, etc., pertinentes à compreensão da matéria, nos limitaremos, neste texto, a abordar o assunto fazendo alusões à teoria e à dados experimentais estritamente necessários à subsidiar o entendimento das razões do presente estudo e, mesmo das técnicas e motivações que nortearam as inovações aqui apresentadas.

2.2 A GASEIFICAÇÃO

Entende-se por Gaseificação o processo de oxidação parcial, onde a fonte de carbono que pode ser de origem mineral, como o carvão de pedra, ou gasosa, como o gás natural, ou mesmo qualquer biomassa de origem vegetal, é transformada em monóxido de carbono, CO, hidrogênio, H₂, dióxido de carbono, CO₂, e moléculas de

hidrocarbonetos como a de metano, CH₄. Particularmente, no caso da Gaseificação de biomassa este processo se constitui, hoje, uma importante fonte renovável de energia para a geração de potência, ou de eletricidade (DASSAPA et al. 2003). Por outro lado, no que concerne à produção de energia, o termo biomassa abrange os derivados recentes de organismos vivos, ou seja, matéria orgânica, empregada como combustível, ou para a produção dos mesmos.

Para a geração de energia não se contabiliza os tradicionais combustíveis fósseis, apesar destes, também serem derivados dos seres vivos, mas resultados de várias transformações que requerem milhões de anos para acontecerem. A biomassa, por sua vez, como é óbvio, pode ser considerada como um recurso natural renovável, contrariamente aos combustíveis fósseis (WEBNODE, 2015).

2.2.1 Tipos de Gaseificadores

Foram idealizados e desenvolvidos, diversos tipos de gaseificadores, afim de atender as características da matéria – prima e as necessidades da quantidade gás. Basicamente, em um gaseificador ocorre os seguintes elementos:

- A secagem da biomassa onde há evaporação da água contida no precursor. Dependendo da umidade do material pode ser mais lenta e significativa.
- A pirólise, correspondendo a um processo de degradação termoquímica que ocorre quando se aplica calor a uma substância ou material, em ausência de oxidante. A pirólise pode iniciar entre 280 °C e 450 °C. Nesta acontece a decomposição dos carboidratos (hemicelulose, celulose, lignina) e a produção de gases não condensáveis (CO, CO₂, H₂, CH₄, O₂), alcatrão e ácidos leves. As características dos produtos da pirólise em termos de quantidade e qualidade dependem das condições de operação do processo. Neste sentido, a temperatura, a granulometria do material, a velocidade ou taxa de aquecimento, o tempo de residência e as características próprias da biomassa são variáveis importantes no desempenho do processo (CORTEZ, LORA, GÓMEZ, 2011).
- A combustão, ou reação do material com oxigênio, é o processo responsável pelo fornecimento de calor para as demais etapas. O que se queima podendo ser: parte do próprio gás de síntese; outros produtos da gaseificação (líquidos e sólidos), e até o combustível primário (RUMÃO, 2013).

- A zona de redução, vista como a gaseificação em si, quando o carbono e os hidrocarbonetos do combustível reagem parcialmente com o oxigênio, gerando como combustíveis principalmente o monóxido de carbono (CO) e o gás hidrogênio (H₂) (RUMÃO, 2013). Esse processo se dá em temperatura de 400 °C a 900 °C.

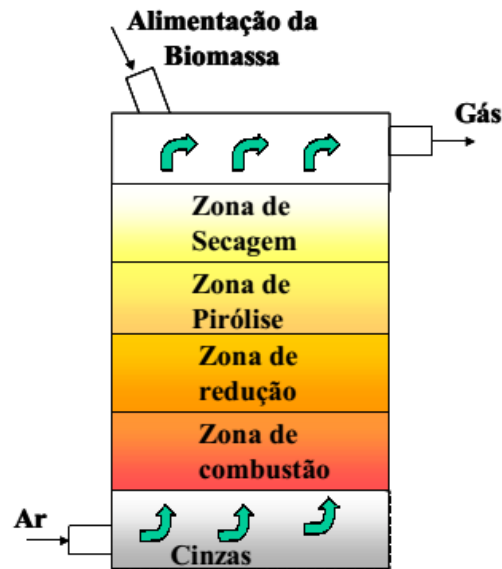
Os gaseificadores são classificados por suas características construtivas e operacionais. A classificação mais utilizada é pelo tipo de leito utilizado (leito fixo, fluidizado e arrastado). Cada tipo de leito pode ser dividido de acordo com a direção do movimento relativo da biomassa e do agente de gaseificação (contra-fluxo ou contracorrente, co-corrente ou fluxo direto ou paralelo, fluxo cruzado e leito fluidizado).

2.2.1.1 Gaseificadores Contracorrente

Entre os vários tipos de tecnologia para gaseificação a mais difundida, conhecida e dominada operacionalmente é a baseada em reatores do leito fixo, a qual vem sendo implementada em diversas escalas, há mais de um século na geração de calor e potência principalmente (LORA, VENTURINI, 2012).

O gaseificador de forma construtiva mais simples é o de contracorrente, no qual a entrada de ar fica na parte inferior do gaseificador, com o fluxo ascendente de gases, contrário ao fluxo de combustível que é introduzido pela parte superior que sofre a ação da gravidade conforme é consumido na zona de combustão, ver Figura 2-1. Estes gaseificadores possuem usualmente uma eficiência térmica alta, pelo fato dos gases quentes provenientes da zona de combustão pré-aquecerem a carga de combustível. Sua principal característica é a simplicidade, possuindo, a desvantagem de produzir um gás com grande quantidade de vapor de água e alcatrão o que dificulta sua utilização em motores de combustão interna, sem uma eficiente limpeza (OLIVEIRA, 2008, ANDRADE, 2011).

Figura 2-1: Ilustração do Gaseificador Contracorrente.



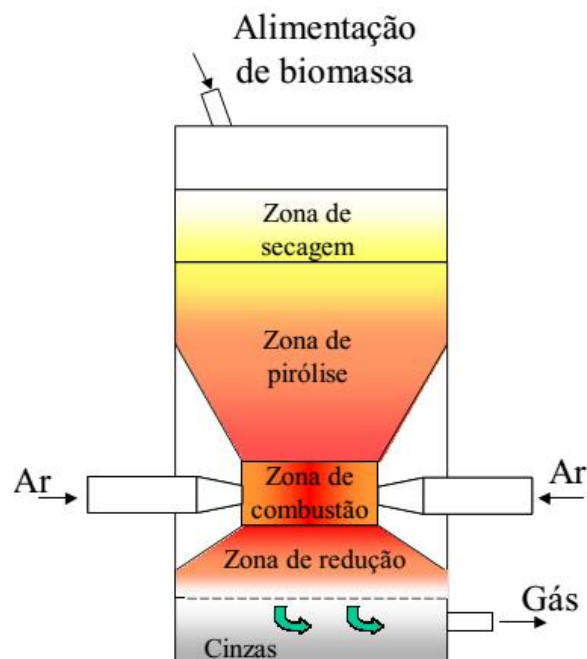
Fonte: ANDRADE, 2011

2.2.1.2 Gaseificadores co-correntes

Os gaseificadores mais difundidos são os do tipo co-corrente. Durante a Segunda Guerra Mundial, a maioria dos gaseificadores utilizados em veículos eram desse tipo, assim como a maioria dos gaseificadores desenvolvidos para geração de potência mecânica.

No gaseificador co-corrente as zonas de combustão e de redução estão posicionadas de forma oposta à dos gaseificadores contracorrente. Com a alimentação de combustível pelo topo, a alimentação de ar é feita em fluxo descendente (mesmo sentido do fluxo de combustível), passando pelas zonas de combustão e redução, ver Figura 2-2.

Figura 2-2: Ilustração Gaseificador Co-corrente.



Fonte: ANDRADE, 2011.

A característica essencial desse gaseificador está no seu projeto, de modo que o alcatrão e o material particulado formados na zona de pirólise sejam direcionados a passar pela zona de combustão, onde, em condições de operação controladas, serão craqueados e convertidos (SANCHEZ, 2012).

Uma variante desse gaseificador é o gaseificador de topo aberto (MUKUNDA et al., 1995) com entrada de ar pela parte superior a fim de se evitar altas temperaturas e consequentemente a fusão das cinzas.

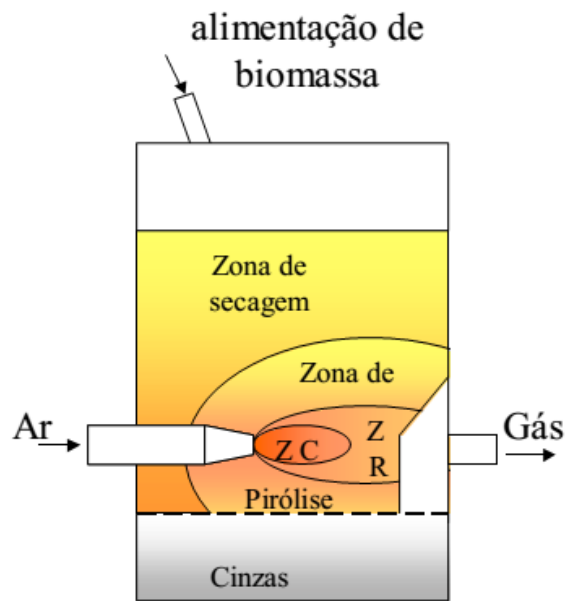
2.2.1.3 Gaseificadores de Fluxo Cruzado

Nos gaseificadores de fluxo cruzado, o gás é retirado pela lateral da câmara de gaseificação na mesma altura do leito em que é injetado o ar. O injetor é normalmente arranjado de forma a suprir ar no centro da zona de combustão, ver Figura 2-3. Caracteriza-se por produzir um gás combustível com características intermediárias entre os gaseificadores contracorrente e co-corrente (SANCHEZ, 2012).

A taxa de fornecimento de ar é consideravelmente maior que em outros tipos de gaseificadores. Por esse motivo, cria-se uma zona de combustão de temperatura

extremamente alta, com liberação muito rápida de gases. Ambas as zonas, de combustão e redução, são concentradas em um pequeno volume no centro do gaseificador, o que significa que materiais refratários para delimitar a região são dispensáveis (CORTEZ, LORA, GÓMEZ, 2011).

Figura 2-3: Ilustração do Gaseificador de Fluxo Cruzado.

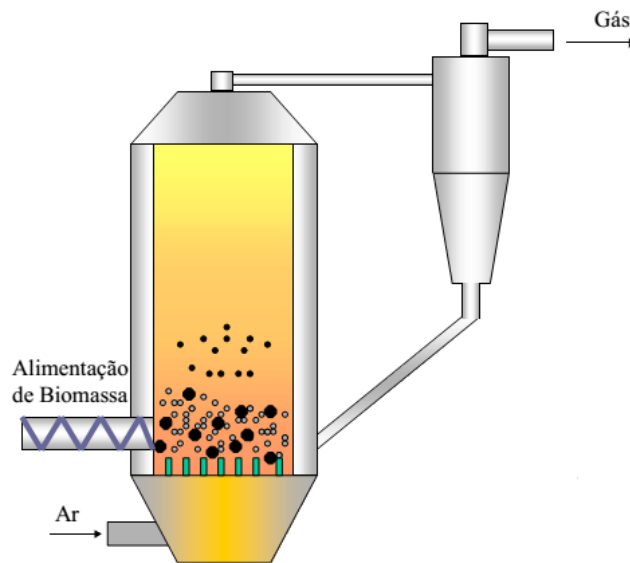


Fonte: ANDRADE, 2011.

2.2.1.4 Gaseificadores de leito Fluidizado

Nos gaseificadores de leito fluidizado, as partículas do combustível são mantidas suspensas em um leito de partículas inertes (areia comum, sílica, alumina etc.), fluidizadas por um fluxo constante de ar ou outro agente mantendo as partículas suspensas, criando melhores condições de transferência de calor e homogeneidade da temperatura na câmara de reações (leito isotérmico), ver Figura 2-4. Nessas condições, a maioria dos voláteis estará em contato com as partículas do leito aquecido, contribuindo para a realização do processo de gaseificação.

Figura 2-4: Ilustração de Gaseificador de leito Fluidizado.



Fonte: ANDRADE, 2011.

Este tipo de gaseificador não apresenta zonas diferenciadas de reação como nos reatores de leito fixo. Os reatores de leito fluidizado têm um leito isotérmico que opera usualmente em temperaturas na faixa de 700-900°C.

A principal vantagem dos gaseificadores de leito fluidizado é o fácil controle da temperatura média de reação, através da variação na alimentação de ar e de combustível.

Em contraste com gaseificadores de leito fixo, os gaseificadores de leito fluidizado não apresentam resposta automática às mudanças de consumo do gás produzido. Nos gaseificadores de leito fixo, há grande quantidade de combustível na câmara de reação, que permite, ao se aumentar o consumo, aumentar o fluxo de ar para dentro da câmara e, conseqüentemente, a produção de gás. No reator de leito fluidizado é necessário aumentar o fluxo de ar e de combustível para dentro do leito a fim de alterar a vazão de gás produzido, quando há alteração no consumo, havendo, portanto, necessidade de um sistema de controle que altere o fluxo de biomassa e de ar quando requerido (USHIMA, 1999).

2.3 GASEIFICADORES DE ÚLTIMA GERAÇÃO

A tecnologia da gaseificação permaneceu, praticamente, em estado latente, por muitas décadas, não apresentando inovações além daquelas acumuladas até ao final da segunda guerra mundial.

Foi apenas no início da década de 70 com a repercussão da crise de petróleo ocorrida entre 1973 e 1979 que novamente voltou a surgir o interesse pelo tema, e logo pelos gaseificadores de última geração idealizados no IIS, onde os gases são lavados para poder alimentar motores duais, que acoplados a grupos geradores podem produzir energia elétrica.

Um grupo de pesquisadores financiado pelo Ministério das Minas de Energia que custeou um projeto de geração de energia a partir da biomassa residual preferiu importar, como já mencionado, apenas o gaseificador indiano, dando, assim, partida a um programa de conversão de motores Diesel para o ciclo Otto, evitando o uso de motores duais, cujo outro combustível, além do gás pobre, era o diesel.

2.4 A MONTAGEM NO LI DO GASEIFICADOR IMPORTADO

Por dificuldades administrativas, embora, a importação do gaseificador pela UFPB tenha se dado em 2004, apenas em 2010, foram iniciados os preparativos para a montagem do gaseificador, logo depois de ter sido erigido o prédio do LI.

2.5 PRINCIPAIS RESULTADOS DO TRABALHO DE RUMÃO (2013)

1. Tendo em vista que a diferença entre a temperatura da água de saída, após a lavagem primária dos gases, e daquela que entrava no gaseificador, oriunda da caixa d'água, se situou entre 0 e 2 °C, não foi necessário se utilizar a torre de refrigeração, que compunha o gaseificador importado;
2. O sistema de lavagem, em termos da refrigeração do gás pobre, mostrou-se eficiente, pois, apenas com a lavagem primária houve uma redução na temperatura do gás, em torno de 228 °C. Já a secundária fez baixar a temperatura em, aproximadamente, 20 °C. Em todas as situações, a temperatura do gás, logo após os processos de lavagem, se situou entre 8 e 11 °C;

3. O gás pobre ao chegar ao coletor de admissão do motor tem sua temperatura elevada em 11 à 30 °C. Esse fato, reduz, consideravelmente, a ação benéfica da lavagem secundária, realizada com água proveniente do chiller e impede o aproveitamento eficiente do gás. Provavelmente, o uso de isolamento térmico na tubulação entre o final da lavagem secundária e a entrada do coletor de admissão do motor, venha a ser suficiente para minorar essa elevação de temperatura, o que poderá ocasionar um aumento na potência final do motor;
4. A aspiração, na tubulação do gaseificador, se eleva na medida em que a potência elétrica é condicionada a crescer;
5. A quantidade de gás pobre produzida é função da aspiração do motor, que, por sua vez, depende do ajuste do motor. De uma forma geral, menores ângulos de ignição do motor, acarretarão a elevação da aspiração, e maior produção de gás pobre;
6. A variação do ângulo de ignição incide diretamente na posição do eixo do corpo de borboleta, para manter a rotação constante em 1800 rpm, o que intervém diretamente no nível de vácuo, na linha de distribuição de gás pobre, que por sua vez, influencia no consumo específico de gás e de biomassa. Assim, percebe-se que as eficiências do gaseificador estão diretamente relacionadas com o ajuste do ângulo de ignição do motor;
7. Além de ter se mostrado mais eficiente do que o sistema do IPT, foi surpreendente o resultado alcançado em termos do valor da potência máxima, de 26 kWe, fazendo-se uso, para o auto funcionamento, de apenas 3 kWe. Deve ser observado, ainda, que o sistema original estava projetado para 20 kWe, consumindo 4 kWe, usando motor dual, ou seja, queimando, também, diesel e usando outros componentes como: soprador, modulador e torre de refrigeração, totalmente dispensáveis na concepção aqui adotada.

2.6 CONSEQUÊNCIAS DOS RESULTADOS DE RUMÃO (2013)

Uma das inferências advindas dos resultados acima apresentados é que o funcionamento do gaseificador importado não estava otimizado, uma vez que ele deveria gerar 20 kWe, mas, produziu 26 kWe, além de requerer menos energia para fazer funcionar seus periféricos, como bombas, soprador, modulador e torre.

Analisando-se, ainda, o item 3, dos resultados acima apresentados, verificou-se a possibilidade de melhorar o desempenho do gaseificador, simplesmente, isolando-se, termicamente, a tubulação que liga o chiller ao motor alimentado por gás pobre. E no que toca o item 4, que de certa forma está ligado ao 5, também sugere a necessidade de que seja criado um pulmão de gás pobre no circuito, para que a demanda do motor em potências mais elevadas, possa ser atendida. E com relação a todos os outros pontos elencados acima, e intrínsecos às melhorias a serem introduzidas no motor do grupo gerador, deram margem a serem explorados nesse capítulo, que aborda apenas as evoluções promovidas no gaseificador e no Capítulo 3, onde são tratados os avanços efetuados no próprio motor otolizado no LI, que em parte foram motivados pelas observações advindas da análise do trabalho de RUMÃO (2013).

2.6.1 Modificações Introduzidas no Gaseificador Original

Apenas pela leitura inicial desse capítulo é fácil perceber que Rumão conseguiu melhores resultados do que os publicados pelo CGLP (DASSAPA et al, 2003) e pelo IPT de São Paulo (CENBIO, 2008). É óbvio, todavia, que essas melhorias foram frutos de uma análise detalhada do equipamento original, dos princípios físicos utilizados nos processos da gaseificação, de ensaios práticos, e, também, do propósito de se extinguir da alimentação do gaseificador, o diesel, eliminando-se, assim, a dualidade de combustível, da alimentação do motor.

2.6.2 O modelo original

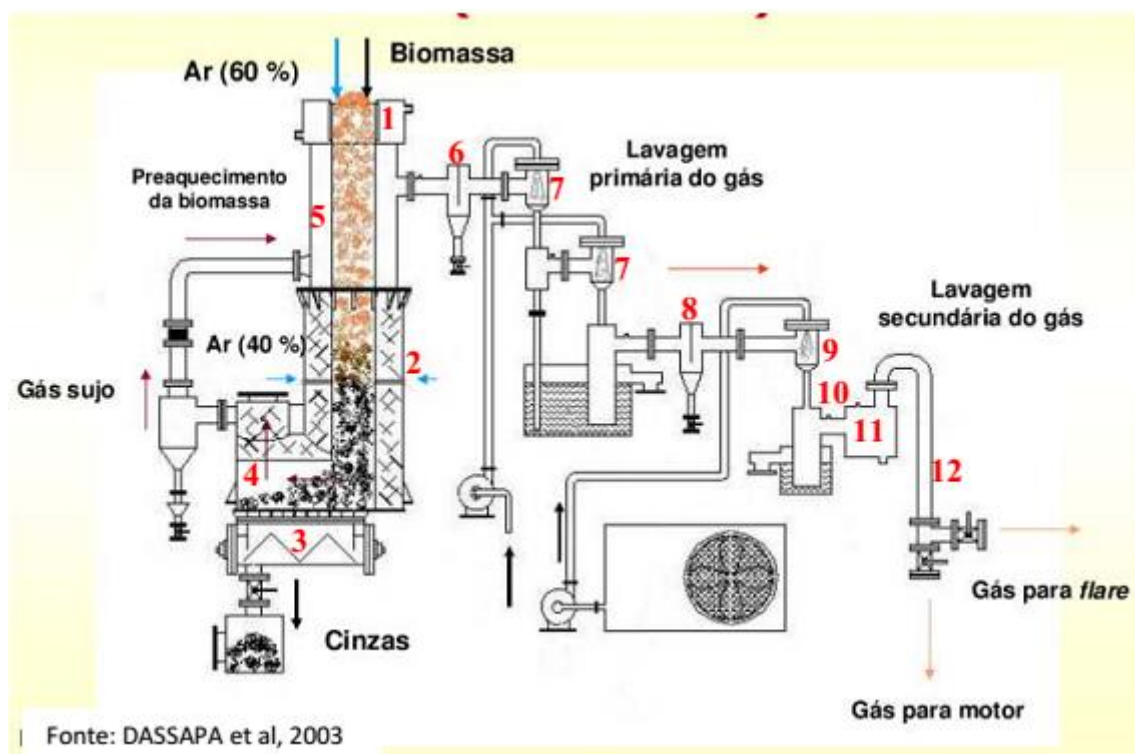
O gaseificador que foi instalado no LI é do tipo leito fixo co-corrente “topo aberto”, do IISc/CGPL, usado originalmente, na Índia, para alimentar um motor do tipo dual, com uma capacidade máxima de geração de 20 kWe, e é do mesmo modelo daquele utilizado por Apolinário, 2006.

O principal item do gaseificador é o reator, ver Figura 2-5. Nessa Figura aparecem: 1) a parte superior, com abertura para a alimentação da biomassa, através da qual é admitido o maior percentual de ar do processo; 2) o reator; 3) o removedor de cinzas; 4) a saída do gás produzido. (RUMÃO, 2013).

Após ter sido gerado, o gás segue para alimentar o motor, passando pelos seguintes componentes: 5. Trocador de calor que realiza o pré-aquecimento da biomassa;

6. Placa de condensação de alcatrão; 7. Dois resfriadores, responsáveis pela lavagem primária, com água a temperatura ambiente; 8. A placa de condensação; 9. Um trocador de calor (cooler) com água proveniente de uma central de refrigeração (chiller), a uma temperatura de aproximadamente 5 °C; 10. Um queimador de chama piloto, onde se avalia a qualidade do gás produzido, pela coloração da chama, ver Figura 2-6a; 11. Um filtro de tecido (filtro de manga), para reter os particulados, localizado antes da tubulação de alimentação, que conduz o gás ao motor; 12. Tubulação de distribuição do gás para o motor (RUMÃO, 2013).

Figura 2-5: Partes do gaseificador.



O propósito de deixar o motor otolizado ficar sendo alimentado apenas com o gás pobre, implicou em se ter que operar muitas modificações nas tubulações do gaseificador. E a principal razão para as alterações foi a necessidade de se ter que aumentar o volume de gás para substituir o diesel, o qual tem poder calorífico mais de dez vezes superior ao do gás pobre. A elevação do volume gasoso proporcionou o arrasto da água de lavagem do gás, para dentro do motor. Todas as mudanças efetuadas no gaseificador foram realizadas por Rumão, 2013, e resumiram, praticamente, aos sistemas de lavagem primário, tendo-se, ainda, suprimido torres de lavagem e filtro de limpeza de gás, ver

Figura 2-7. Com esta prática, reduziu-se a perda de carga e aumentou-se a rapidez de produção de gás.

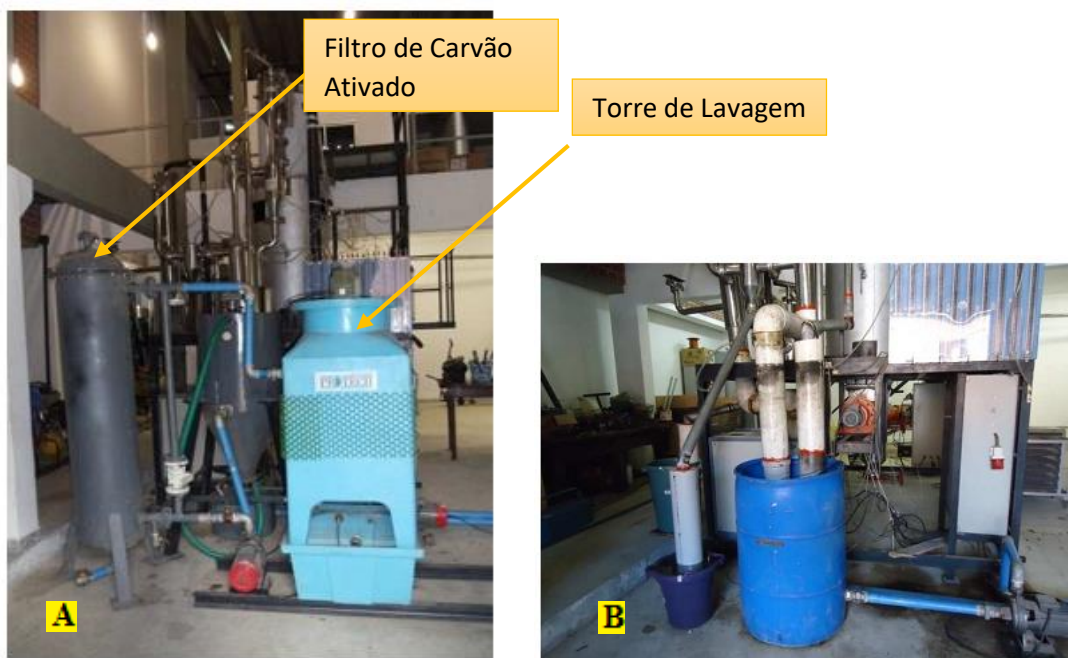
Figura 2-6: A) flare



B) Gaseificador.



Figura 2-7: A) Gaseificador antes das modificações B) Gaseificador depois das modificações de Rumão, 2013.



CAPÍTULO III

AVANÇOS ASSIMILADOS À TECNOLOGIA DE OTTOLIZAÇÃO DO LI

3.1 INTRODUÇÃO

Uma vez que são vários os trabalhos já publicados sobre o processo de ottolização de motores Diesel desenvolvido pelo L.I. (OLIVEIRA, 2012, QUEIROGA, 2012, FERRAZ, 2013, RUMÃO, 2013), neste capítulo não se faz referência àquela técnica. Busca-se, por outro lado, se dar ênfase aos avanços tecnológicos que foram introduzidos no motor ottolizado, de forma a melhorar sua eficiência energética. E adotando-se o padrão empregado no capítulo anterior, as inovações introduzidas têm como ponto de partida o último estágio do motor MWM D229-4, convertido e empregado por (RUMÃO, 2013). Desta maneira, se discutirá: a importância do controle dos ângulos de ignição na busca de motores mais eficientes; qual a tecnologia adotada até então; como evoluiu esse controle; descreve-se como funcionam as técnicas mais novas empregando-se os avanços de ignição, para na sequência se detalhar o equipamento que substituiu o sistema de ignição estática com regulagem manual. E tendo em vista que o coletor de admissão e o regulador de fluxo do gás pobre/ar, em contato com o motor aquecem, reduzindo a quantidade de massa de gás no motor, ao final desse capítulo, se apresenta o procedimento de solução do problema.

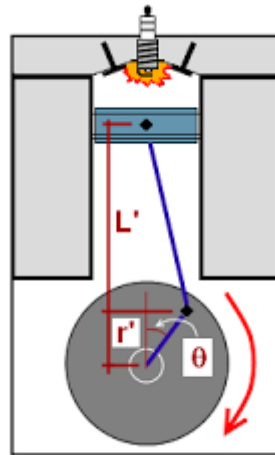
3.2 ÂNGULO DE IGNIÇÃO

Mesmo que um motor seja fabricado com os melhores materiais e tenha um ótimo projeto, o seu funcionamento depende de determinados pontos de sincronização entre alguns dos mecanismos que constituem o sistema. Dentre estes sincronismos, se destaca a afinação da ignição, ou seja, o momento ideal da centelha ou injeção de combustível (CEPRA, 2000).

O ângulo de ignição está relacionado ao movimento rotacional do virabrequim. Partindo-se do instante em que o pistão encontra-se no ponto morto superior (PMS) e a

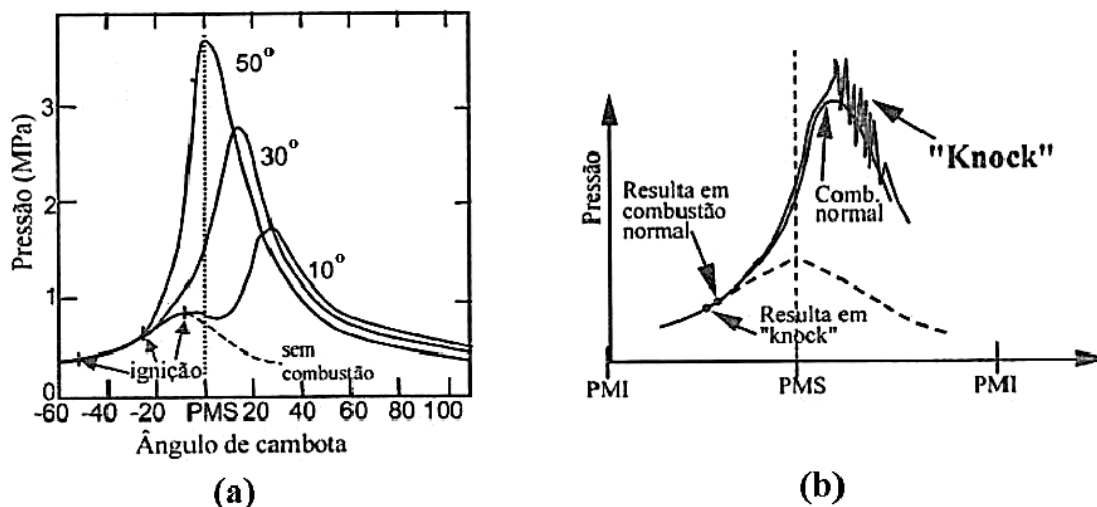
biela totalmente distendida com o virabrequim, ver Fig. 3 -1. Ao antecipar o momento da ignição, antes que o pistão esteja no PMS, forma-se um ângulo entre a direção vertical e a reta formada pela posição da junção da biela com o virabrequim e o ponto central do virabrequim. Este ângulo corresponde ao avanço da ignição quando ocorre antes do PMS e atraso de ignição ao acontecer após o PMS (STONE, BALL, 2004).

Figura 3-1: Ângulo de Ignição



Com o intuito de elevar o torque e potência do motor, deve-se posicionar a ignição de modo a obter o valor máximo de pressão logo após o PMS e para isso a centelha deve ocorrer com um certo avanço (antes) em relação ao PMS (BARROS, 2003). Como pode ser visto na Figura 3-2a, quanto maior o ângulo de avanço, até a ocorrência da detonação, maior será a pressão após o PMS, o que gera um resultado final benéfico para a realização de trabalho. Existe, todavia, um limite para este avanço, pois, avanços excessivos podem também dar origem ao fenômeno da detonação (knock ou batida de pino) e produção elevada do poluente NOx, ver Figura 3-2b (MARTINS, 2006). Com adiantamento excessivo do ponto de ignição, o rendimento do motor também é afetado, pois o trabalho necessário no tempo de compressão vai ser maior do que o trabalho positivo no tempo de expansão, resultando em diminuição do rendimento (STONE, BALL, 2004).

Figura 3-2: a) Influência do avanço de ignição na pressão final da combustão no motor. (b) ocorrência da detonação devido a um avanço de ignição excessivo.



Fonte: MARTINS, 2006.

Nos motores de ignição por centelha o mapeamento, do avanço de ignição é estabelecido de acordo com a rotação e carga do motor. No caso de grupos geradores a rotação é fixa, então a carga variada é o ponto mais importante a ser observado. Para cada carga acionada ao gerador existe um ângulo de ignição ideal.

O recurso de trabalhar com as variações nos pontos de avanço de ignição para cada carga acionada permite controlar em certos níveis algumas características do motor como a temperatura de trabalho do motor na câmara de combustão, temperatura dos gases de escapamento, formação de emissões de gases nocivos ao meio ambiente e dispêndio de combustível. Assim, o mapeamento das condições de avanço de ignição e tempo de injeção de combustível são essenciais para o processo de sincronismo do motor e funcionamento otimizado (BARROS, 2003, OLIVEIRA, 2013, FERRAZ, 2014).

3.3 ADVERSIDADES CONSTATADAS NO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USADO POR RUMÃO, 2013.

O motor utilizado neste trabalho foi o MWM série D229-4 convertido para gás pobre, o mesmo usado por RUMÃO 2013. Esse motor acoplado ao gaseificador de 80 kWt e a um gerador da Bambozzi, com capacidade para 36 kW, ver Figura 3-3a, forma a

base do sistema desse estudo. Ao se analisar o aparato de dados de coleta experimental, bem como os resultados de RUMÃO, 2013, verificou-se que:

- 1) O motor era dotado de um sistema de ignição estática, simples, que dependia da intervenção manual para se fazer alterações no ângulo de ignição, além de se ter que usar uma pistola estroboscópica;
- 2) O regulador de fluxo, ver Figura 3-3b de único ajuste manual, responsável pela dosagem da mistura gás pobre/ar, estava recebendo demasiado calor, reduzindo a massa específica do gás pobre;

Tendo em vista que a principal meta desse trabalho é a busca do aumento da eficiência energética de todo o sistema, entendeu-se que haveria de se eliminar ou se reduzir os obstáculos identificados, que contribuía para as perdas de eficiência. Nesse sentido, procurou-se, primeiramente, entender, o comportamento desses motores e, também, de todo o sistema, com relação à variação do ângulo de ignição, para, em seguida, introduzir as alterações.

Figura 3-3:A) MWM série D229-4 convertido. B) Regulador de Fluxo Gás Pobre/ar.



3.4 OBSERVAÇÕES PRÁTICAS DO DESEMPENHO DE MOTORES COM RELAÇÃO AO ÂNGULO DE AVANÇO

RUMÃO, (2013), verificou que o ajuste do ângulo tinha grande influência nos desempenhos, do motor, do gaseificador e, conseqüentemente, em todo sistema. Seus ensaios contemplaram quatro diferentes ângulos de ignição, (22° , 20° , 16° e 9°), tendo enfatizado que o ângulo de ignição de 9° foi aquele que permitiu maiores vantagens

econômicas e melhores condições de funcionamento, quando todo o intervalo de potência ensaiado foi considerado. Constatou, por outro lado, que, havia potências que melhor se ajustava com diferentes ângulos ignição.

CARVALHO, (2011) realizou um estudo de um motor de combustão interna, do ciclo Otto, 1,4 L de cilindrada e potência máxima de 77,2 kWe, utilizando diferentes tipos de combustíveis. Em seus experimentos utilizou um controlador eletrônico com um mapa de ignição pré-estabelecido, para identificar o comportamento do motor ao variar os ângulos. A alteração do valor do avanço de ignição era realizada pelo sistema de gerenciamento eletrônico do motor, que, através das informações do sensor de oxigênio (sonda Lambda), mensurava o percentual de combustível na mistura, ao tempo em que corrigia cada avanço de ignição, de acordo com o mapa pré definido, que relacionava consumo com o ângulo.

SANTOS, (2013) apresentou um estudo sobre o sistema de ignição eletrônico mapeado e sua adição ao motor modelo GX 25 da Volkswagen. Tal motor inicialmente possuía um sistema mecânico. O ângulo de ignição era alterado com a rotação do motor. Santos, 2013 cita que “as respostas às mudanças de regime foram positivas, e também a possível utilização de regimes de rotação mais alta, foi devido ao controle do ponto de ignição, que permitiu adotar valores superiores ao do sistema original”.

QUEIROGA, (2012) fez ensaios com um motor Perkins 1104C-44TAG2 otolizado, turboalimentado, usando etanol hidratado. Uma de suas preocupações era evitar a ocorrência da autoignição. A Razão de Compressão do motor foi alterada de 18:1 para 9,3:1. Nos testes foi mantida a rotação em 1800 rpm, para avanços de ignição de 12,5° a 20°. Para o gerenciamento da injeção e da ignição de combustível, Queiroga, 2012, utilizou uma Unidade de Controle Eletrônico, UCE, programável, da marca Fueltech, composta pelos módulos RacePro, FirePro e Spark Pro. Os dados experimentais mostraram que o consumo de combustível tendeu a aumentar com a elevação da Potência Elétrica, e que com o crescimento do avanço de ignição, foi possível reduzir aquele consumo. A potência máxima atingida, em todas as configurações, ficou, em torno, de 45 kWe. Na potência máxima, o motor convertido consumiu 27 kg/h de combustível, funcionando com 12,5° de Avanço de Ignição. Já com 20° ele apresentou um consumo de 25,9 kg/h.

OLIVEIRA, (2012) no LI analisou o desempenho de um motor Diesel turbinado, otolizado, abastecido com gás liquefeito de petróleo (GLP) a 1,5 bar e sistema de ignição Firepro e Spark pro da Fueltech. O motor estudado foi o Perkins, com turbo-compressor

e aftercooler, de 112 kW a 1800 rpm, otolizado. Foi verificado por Oliveira 2012, que o menor consumo de combustível ocorreu com os maiores avanços de ignição. Por exemplo, na potência de 10 kW a diferença de consumo provocada pelos ângulos de avanço de 5 e 27 ° foi de 3,35 kg/h. Em potências mais elevadas não foi possível se trabalhar com os ângulos de 27° e 25°, devido à ocorrência do fenômeno da detonação. Já nos ângulos de 5° e 10°, as superfícies do turbo-compressor e do coletor de escape atingiram temperaturas aproximadamente de 700 °C, em razão da queima da mistura se estender até o coletor de escape. Só foi possível se trabalhar com a potência de 40 kWe, nos ângulos entre 15° e 20°.

Assim como em RUMÃO (2013), em todos os trabalhos sobre o assunto demonstram que para uma dada potência, existe um ângulo de ignição ideal, relacionado com o consumo mínimo de combustível. Pode-se constatar, ainda, que o uso de mapas pode ser muito útil, desde que a correlação do ângulo de ignição não seja feita, apenas com a rotação, a exemplo dos trabalhos de CARVALHO (2011) e de SANTOS (2013), que não levaram em conta a potência do motor. Concluiu-se, ainda, que o valor da potência máxima poderá ser alcançado para um dado ângulo de ignição. O aumento desse ângulo reduzirá a potência.

3.5 O CONTROLADOR DE IGNIÇÃO MODERNO

Os sistemas mecânicos convencionais têm leis lineares de variação de avanço em relação à velocidade do motor e a pressão de admissão da mistura (centrifugo e por vácuo). Com isto, não é possível com o uso desses sistemas se otimizar o funcionamento do motor em função do consumo de combustível e do ângulo de ignição, sobretudo, quando os motores têm regimes de trabalhos com grandes variações de carga. Nestes motores a eficiência volumétrica modifica bastante com a variação dos parâmetros. Embora os sistemas com transistores de ignição tenham eliminados alguns dos problemas dos sistemas tradicionais, o certo é que ainda não garantem a posição ideal de centelha (MARTINS, 2006).

Com o desenvolvimento da eletrônica foi possível aprimorar a ignição e atualmente pode-se adicionar um sistema eletrônico ao motor, que normalmente é programado pelo fabricante. Com a leitura dos sinais registrados pelos sensores, o controlador, a partir do mapeamento de fábrica, determina o avanço da ignição. No entanto, dependendo da aplicação do motor, de suas características construtivas e do

combustível usado, os parâmetros irão variar de maneira diferente. Assim, alguns fabricantes fornecem um controlador eletrônico possível de ser programado pelo usuário, o qual permite o mapeamento da ignição. Na maioria das vezes, porém, devido à complexidade da operação e da necessidade de equipamentos de monitoração, opta-se por mapas pré-programados pelos fabricantes.

O módulo de controle de ignição moderno possui um processador de dados parecido com o de um computador, porém de capacidade menor. Na memória do módulo está armazenada a curva de avanço do ponto de ignição, construída a partir da relação entre a rotação do motor e o avanço do ponto. Para que o processador consiga gerar o sinal permitindo a associação da centelha ao ponto correto, são necessárias duas informações básicas: a velocidade de rotação e a posição do pistão. A configuração mais comum na obtenção destes dados, é a de apenas um sensor de rotação. Este sinal alternado é enviado ao módulo de ignição, que transforma as informações analógicas em digitais, podendo, deste modo, serem analisadas pelo processador. O processador interpreta estes sinais e extrai as duas informações que necessita: posição e velocidade de rotação. Com estas informações o processador determina o avanço, no momento correto, gerando o sinal relacionado à potência (SANTOS, 2013). No caso do mapeamento de ignição, o processador pode utilizar, além da rotação sinais provenientes de outros parâmetros do motor, que variam sensivelmente com a carga aplicada, para determinar o avanço de ignição programado pelo usuário. Na unidade de potência o sinal gerado pelo processador é usado para disparar um pulso de média tensão (na faixa de 100 a 900 volts) sobre a bobina de ignição. Este pulso no enrolamento primário da bobina de ignição induz a alta tensão em seu secundário, que ligado à vela de ignição gera a centelha elétrica para iniciar a queima da mistura ar/combustível, que se encontra dentro da câmara de combustão (SANTOS, 2013).

3.5.1 O Componente FuelTech FT400

Diversos são os controladores de injeção e de ignição. Suas limitações, porém, estão associadas ao seu custo. Alguns possuem apenas um sinal para o controle, tornando o mapeamento, por exemplo, praticamente, impossível, a não ser que seja feito de forma manual, com o auxílio de uma pistola estroboscópica que deverá ser utilizada quando o motor está sem carga acoplada, mas, com rotação fixa. Outros têm mapas fixos, sendo ajustados apenas pelos fabricantes.

Entre os equipamentos comerciais, o FT400 da FuelTech é um dos mais sofisticados, dispondo de uma injeção eletrônica totalmente programável, em tempo real, que permite a alteração de todos os mapas de injeção e de ignição, conforme a necessidade do motor, ver Figura 3-4. A programação pode ser feita diretamente no módulo, através de uma tela sensível ao toque que mostra todos os mapas e correções em 2D e dá acesso à todas as funções e configurações. Pode ser aplicada em qualquer tipo de motor do ciclo Otto (carros de passeio, carros de corrida, motocicletas 2T e 4T, veículos aquáticos com motores automotivos, estacionários, entre outros). O controle da ignição pode ser feito através de distribuidor de efeito hall e/ou roda fônica. Desta forma, é possível trabalhar com uma única bobina, com bobinas duplas, ou com bobinas individuais, por cilindro.

Figura 3-4: Dispositivo de Injeção e Ignição Eletrônica (FT 400).



Com relação aos parâmetros para correção da ignição e injeção, este módulo da FuelTech está equipado com um sensor MAP integrado em sua parte traseira e é compatível com qualquer sensor TPS, pois o FT 400 possui funções de calibração.

O LI dispõe de um FT 400 juntamente com o acessório Spark-Pro 2, módulo responsável pela alta energia da centelha. Todavia, para que se tenha uma ignição totalmente controlada, não basta um sistema preciso e detalhado de mapeamento do ponto de ignição. É requerido, ainda, que a centelha seja potente e eficiente, para que a combustão otimizada ocorra. Uma centelha com pouca energia poderá não ser suficiente para iniciar a combustão (particularmente em misturas pobres ou a baixa temperatura)

mas muita energia dará origem a grande desgaste das velas e ao aumento da sua temperatura (MARTINS, 2006).

O Spark-Pro 2, ver Figura 3-5, é um módulo de ignição indutiva, de alta energia, que permite a formação de arcos elétricos em altas tensões, aplicando até 400 V no primário da bobina de ignição, o que representa 40.000 V na vela de ignição (com uma bobina de 1:100), possibilitando uma maior abertura dos eletrodos em comparação a sistemas comuns de ignição. Possui, ainda, alta capacidade de corrente e pode trabalhar com bobinas de baixa impedância, possibilitando centelhas com maior energia e duração.

Figura 3-5: Módulo de Ignição Indutiva (SPARKPRO-2).



A Fueltech emprega como opção apenas o módulo de ignição indutiva e não oferece um módulo de ignição capacitiva. Uma das vantagens das ignições indutivas sobre as capacitivas é a maior duração da centelha. A empresa cita no manual que “É importante salientar que ignições capacitivas de qualidade, normalmente fornecem centelhas com maior energia do que sistemas de ignições indutivas. Deve-se observar, porém, que tal propriedade não representa, necessariamente, um ganho de potência, especialmente em motores alimentados com sistemas de injeção eletrônica. Nesses motores a mistura ar/combustível é muito bem dosada, exigindo menos do sistema de ignição. Por sua vez, deve-se admitir que, no caso do gás pobre, a utilização de ignição capacitiva pode oferecer um pequeno aumento na potência fornecida pelo motor.

Dispunha, ainda, o motor, de um sistema de controle de rotação, o qual acionava o corpo de borboleta para manter a rotação em 1800 rpm. O sistema de controle de rotação, conhecido também como governador eletrônico, é um conjunto de equipamentos

responsáveis pela constante manutenção da rotação do motor com a variação da carga aplicada. Este sistema é constituído de um pick-up magnético, que emite uma tensão alternada quadrada para uma unidade controladora de velocidade, que por sua vez, determina a tensão contínua adequada para um atuador magnético que está interligado com o eixo do corpo de borboleta, que acelera o motor, ver Figura 3-6.

Figura 3-6: a) Pick-up Magnético. b) Unidade Controladora de Velocidade. c) Atuador



3.5.2 A Roda Fônica e o Sensor indutivo

Para a adaptação do sistema de ignição programável no motor é necessário a colocação de sensores. Estes dispositivos irão fornecer os sinais dos parâmetros do motor para que a FT 400 possa calcular o momento exato da centelha.

A informação da rotação do motor e do ponto morto superior é possível graças à roda fônica e a um sensor indutivo.

A roda fônica e o sensor indutivo são a evolução do sensor de rotação no distribuidor. A roda fônica informa a posição exata do virabrequim para o sistema de gerenciamento eletrônico da ignição, de forma que este possa determinar o ponto de ignição aplicado no motor. Tomando-se como referência um transferidor de graus é possível se entender o funcionamento da roda fônica, a qual emprega as bases da Eq. (3.1) para determinar, por meio da relação matemática, o deslocamento angular da árvore de manivelas (DAAM).

$$DAAM = \frac{RPM \times 360}{60} \quad (3.1)$$

Onde:

DAAM- deslocamento angular da árvore de manivelas

RPM- Rotações por minuto

A partir da Eq. (3.1) estima-se o deslocamento angular do motor, por segundo. Ou seja, levando-se em conta a rotação de 1800 RPM se tem o deslocamento angular de 10800/s. Dividindo-se esse valor por 1000 chega-se a 10,8° por cada milissegundo (10,8°/ms), isto é, um deslocamento angular da árvore de manivelas de 108° no intervalo de 10^{-2} s. Este tempo corresponde, em um motor de 4 cilindros, como o MWM empregado, ao espaço percorrido entre o ponto morto superior e o inferior e, logo, à meia volta da árvore de manivelas. A partir desses dados e dispondo-se de um disco uniformemente dividido (em dentes de serra, por exemplo), e com um ponto de referência (a falta de um dente, ou dois dentes) é possível com um sensor de posição se precisar o deslocamento do disco e associá-lo à variação angular da árvore de manivelas. Este disco é denominado de roda fônica.

Existem vários formatos de roda fônica. Algumas se parecem com engrenagens, outras tem a aparência de uma roda estampada, aonde os dentes são representados pelas nervuras na chapa. Há, ainda, outros cujos dentes estão cortados e dobrados em L. Com relação ao número de dentes, a mais comum é a roda estampada com padrão 60-2. Neste caso, a roda dentada tem 60 divisões, com 58 dentes e duas falhas, que correspondem à dois dentes. Isto significa que a roda dentada é dividida em 60 setores de 6° cada setor, sendo que os dois últimos dentes estão ausentes para definir a referência de posição.

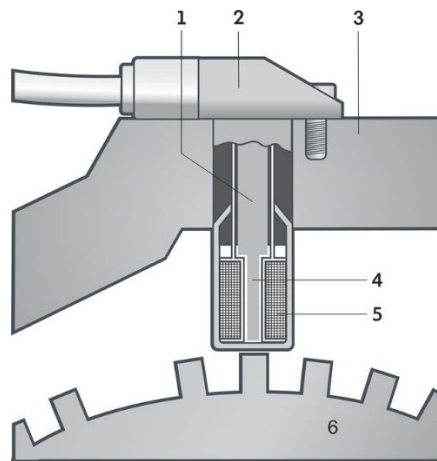
Nos motores de 4 cilindros o intervalo de ignição é de 180° (720°/4 cilindros). Nestes casos a divisão dos 60 dentes da roda fônica pelos 4 cilindros resulta num intervalo de 15 dentes, o que significa 90° de deslocamento angular na árvore de manivelas. Para que a posição do motor seja informada de forma correta ao FT 400, é necessário que o alinhamento da roda fônica em relação ao PMS do cilindro 1 seja informado corretamente. É importante ressaltar que esta roda, por ser uma importante função referencial, possui posição de montagem e fixação e, caso seja montada sem se atentar para estas referências, certamente falhas irão ocorrer no funcionamento do motor, podendo, inclusive, danificá-lo.

O sensor indutivo, também, conhecido como de relutância magnética, é composto por uma bobina que envolve um núcleo magnético, um circuito oscilador e um circuito disparador, associado a um amplificador. Esse último circuito, ao detectar a presença de objetos metálicos (os dentes) provoca uma alteração na tensão de saída, gerando uma tensão alternada, ver Figura 3-7, fornecendo uma resposta lógica que pode ser usada no

controle do processo. Ou seja, a variação do sinal sensibiliza uma unidade de comando, que identifica a rotação do motor e a posição da árvore de manivelas.

O sensor de relutância magnética depende de um ímã permanente como fonte de fluxo magnético e da modulação deste fluxo dado pelo movimento rotativo da roda fônica. Esta variação do fluxo magnético gerará o sinal de tensão alternada pelo sensor indutivo. O sinal do sensor de relutância magnética é sensível à distância entre a roda fônica e o sensor. Caso esta distância esteja fora da especificação, a unidade de comando não receberá o sinal com a intensidade adequada, prejudicando o funcionamento do motor.

Figura 3-7: 1. Ímã Permanente, 2. Encapsulamento, 3. Bloco de Motor, 4. Núcleo, 5. Indutor, 6. Roda Fônica.



Fonte: Fueltech, 2014.

3.5.3 Programação do mapa de ignição no FT400

O controlador da Fueltech admite que se faça alteração no ângulo de ignição através do sinal do TPS ou do MAP, porém a sua programação possui características e limites para a correção do ângulo de ignição. Enfatizando o MAP, o FT400 pode variar o ângulo de ignição em um mínimo de $0,25^\circ$, mas a variação de pressão tem que ser de 0,1 Bar, ou seja, a alteração no ângulo é realizada pelo controlador quando a pressão no coletor (ou outro local no motor que o sensor esteja conectado) muda de um valor de 0,1 Bar. A faixa de pressão lida pelo controlador é de $(-0,9 - 0,8, \dots, 1,9, 2 \text{ Bar})$. No intervalo

de 0,1 Bar o FT 400 é programado para linearizar entre os ângulos estabelecidos pelo usuário, por exemplo, pode-se estabelecer um ângulo de 16° na pressão de -0,50 Bar e de forma linear reduzir o ângulo para 12° quando a pressão for de - 0,40 Bar. Esta característica pode ser ideal, caso os ângulos determinados para cada potência aplicada ao motor, forem sempre descendentes ou crescentes. Se a sequência dos ângulos mudar de forma intermitente com o aumento de potência elétrica no grupo gerador, será necessário adotar um mapa que minimize o consumo, mesmo que acarrete perdas em algumas potências.

Considerando o mapeamento por TPS, o FT 400 pode controlar a ignição linearmente entre 2 pontos a cada 10% de rotação do eixo do corpo de borboleta. Caso a variação no eixo do corpo de borboleta do motor seja inferior a 10%, com o aumento da carga acoplada ao gerador, não será possível alterar o ângulo de ignição. Então, a correção pelo TPS é mais restrita do que pelo sinal do MAP, pois além da mudança de forma linear é necessária uma abertura acima de 10% para que ocorra uma mudança no ângulo.

.. CAPITULO IV

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUÇÃO

O presente capítulo é iniciado apresentando-se o aparato necessário para a realização dos experimentos. Detalha-se, na sequência, a implantação, a configuração e a calibração do sistema de ignição programável. Descreve-se, também, as modificações introduzidas em alguns componentes do gaseificador, e do motor, que permitiram a ampliação dos valores das eficiências anteriormente alcançados.

4.2 O APARATO EXPERIMENTAL

O equipamento básico usado nos ensaios foi o sistema constituído pelo gaseificador indiano, ver Figura 2 – 5, 2 – 6, 2 – 7 e pelo grupo gerador, ver Figura 3-3. Na preparação e análises da biomassa a ser empregada no gaseificador utilizou-se uma serra elétrica de bancada para uniformizar as dimensões das biomassas, um paquímetro e uma balança de exatidão para medidas de massas específicas. Como se sabe, um vacuômetro, é um tipo de manômetro utilizado para medir pressões inferiores a uma atmosfera física e foi empregado para medir a pressão na tubulação de gás pobre.

Os equipamentos mais distintos são comentados nos próximos itens.

4.2.1 A Termobalança analítica

Na determinação da umidade da biomassa empregada nos testes, foi usada uma Termobalança semi analítica, ver Figura 4 – 1 com resolução de 0,001 g, 0,01 % de umidade e capacidade de 160 g. A Termobalança medi a umidade por um infravermelho, emissor de quartzo Philips alógeno com comprimento de onda de 2,5nm e os resultados são expressos diretamente em % de umidade ou sólidos seco.

Figura 4-1: Termobalança Semi Analítica.



4.2.2 O simulador de carga

O simulador de cargas é constituído de um painel de controle e dois módulos de resistores, com capacidade de 45 kW cada, ver Figura 4-2. Tem por objetivo avaliar, de forma indireta e contínua, a potência do motor, via gerador elétrico acoplado ao motor. As cargas são obtidas através da excitação de um banco de resistências elétricas, ver Figura 4-3. O painel dispõe de um visor onde se pode fazer a leitura de vários parâmetros tais como: a frequência e a potência elétrica, além de permitir que se estabeleça, através de um botão rotativo, a potência de trabalho. Na medida em que a potência é aumentada, maior é a corrente exigida do gerador, que necessita de um torque cada vez maior para suprir o campo magnético que tende a parar o rotor do gerador.

O torque representa a conversão da energia química do combustível em energia mecânica. A medida da potência no eixo do motor pode ser determinada a partir da potência elétrica, através do rendimento do gerador nesta potência elétrica. O rendimento do alternador (η) não é constante e se aproxima do seu valor máximo com a carga entre 80 e 100% da potência máxima (PEREIRA, 2016). A Bambozzi, empresa fabricante do gerador de 36kVA, utilizado nos testes, fornece a informação que os geradores com potência abaixo de 100kVA possuem rendimento entre 85 e 90% (BAMBOZZI, 2016).

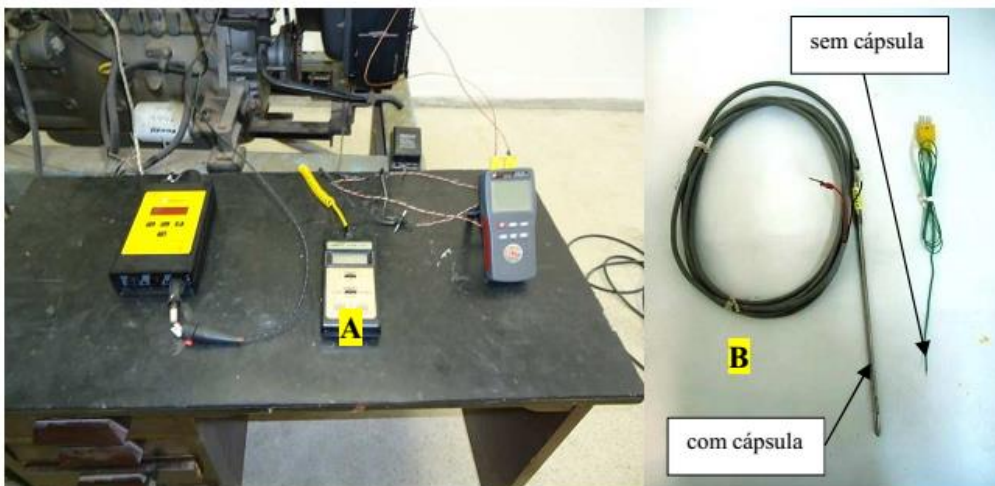
Figura 4-2: Simulador de carga elétrica



4.2.3 Indicador de temperatura digital

Na avaliação de temperaturas foram utilizados termômetros digitais com sensores de temperatura do tipo k, ver Figura 4-3, recomendados para uso contínuo, em atmosferas inertes ou oxidantes, até 1300 °C. Estes sensores são formados pela junção de dois fios de materiais diferentes, ocorrendo uma tensão contínua de valor dependente da temperatura na junção. Essa diferença de potencial surge devido a desigualdade das condutividades térmicas, fazendo com que os elétrons livres desloquem – se de forma diferente em cada fio.

Figura 4-3: indicador de temperatura.



4.2.4 Anemômetro digital

O Termo-Anemômetro de marca ICEL modelo AN – 4870, tipo ventoinha, ver Figura 4-4, foi utilizado para efetuar medições da velocidade do ar, em condutos. Este

aparelho dispõe, ainda, de instrumental capaz de registrar valores de vazão e de temperatura (em °C ou em °F). Pode medir velocidade do ar até 35 m/s, fluxo de ar, até 99.999 m³/min, temperaturas de bulbo seco de 20 °C a 60 °C e de bulbo úmido de 22 °C a 70 °C.

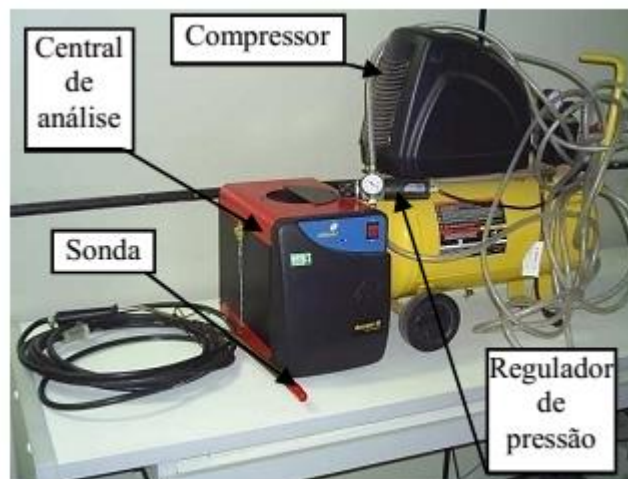
Figura 4-4:Termo-Anemômetro.



4.2.5 O analisador de gases veiculares

A quantidade de CO do gás pobre foi feita com o equipamento Discovery G4 da Alfateste, constituído de quatro componentes: central de análise eletrônica, sonda, compressor de ar e regulador de pressão, ver Figura 4-5. O Analisador de gases DISCOVERY G4 determina o volume percentual de CO - CO₂ - HC - O₂ contidos nos gases de escapamento. Dispõe, ainda, de um sensor de O₂ que auxilia o equipamento a prever se um motor está funcionando com queima estequiométrica ($\lambda = 1$), ou não ($\lambda \neq 1$). Nos experimentos foi retirada, com o auxílio de uma bomba de vácuo, uma parte do gás da linha de alimentação do motor, sendo o gás analisado para verificar a quantidade de CO em cada potência aplicada ao gerador.

Figura 4-5: Analisador de gases de escape.



4.3 AS MODIFICAÇÕES INTRODUZIDAS NO GASEIFICADOR DURANTE A REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS.

Como foi apontado nos Capítulos 2 e 3 deste trabalho, o ponto de partida desse estudo foi a pesquisa e o desenvolvimento realizados por Rumão, 2013. Também naqueles capítulos foram indicadas as restrições observadas no sistema formado pelo gaseificador/grupo gerador, que, em princípio seriam as responsáveis pela redução da eficiência energética, seja no gaseificador, ou no motor otolizado, e conseqüentemente, em todo o sistema. Levando-se em consideração aquelas observações, nesta seção são delineadas, e explicitadas as modificações feitas no sistema, de forma, a corrigir aquelas limitações existentes.

4.3.1 O isolamento térmico

Como é óbvio, o poder calorífico do gás se eleva após o seu resfriamento devido ao aumento da massa específica, com a redução da temperatura. Como já foi explicado e ilustrado anteriormente, o sistema de lavagem do gás pobre no gaseificador utilizado é composto de três etapas. Viu-se, também, que a segunda delas é feita com o auxílio de um chiller, que reduz a temperatura da água que se encontra à temperatura ambiente para, aproximadamente, 5 °C. O gás pobre após esta lavagem fica à temperatura no entorno de 11 °C, nas vizinhanças do chiller. Entre aquele ponto e a área de alimentação do motor o gás tem que percorrer uma tubulação de aço inoxidável de aproximadamente dez metros, deparando-se, nesse trecho, com joelhos, reduções, o filtro de manga, etc., todos, em

condição diatérmica. Como resultado, a temperatura na área de admissão do motor, por vezes supera os 30 °C. Desse modo, para se reduzir as perdas térmica foi isolado termicamente, com lã de rocha ($k = 0,036 \text{ W/m.K}$), (ÇENGEL, 2010) todo o percurso de gás, como pode ser observado nas Figuras 4-6, 4-7.

Figura 4-6: Isolamento das tubulações

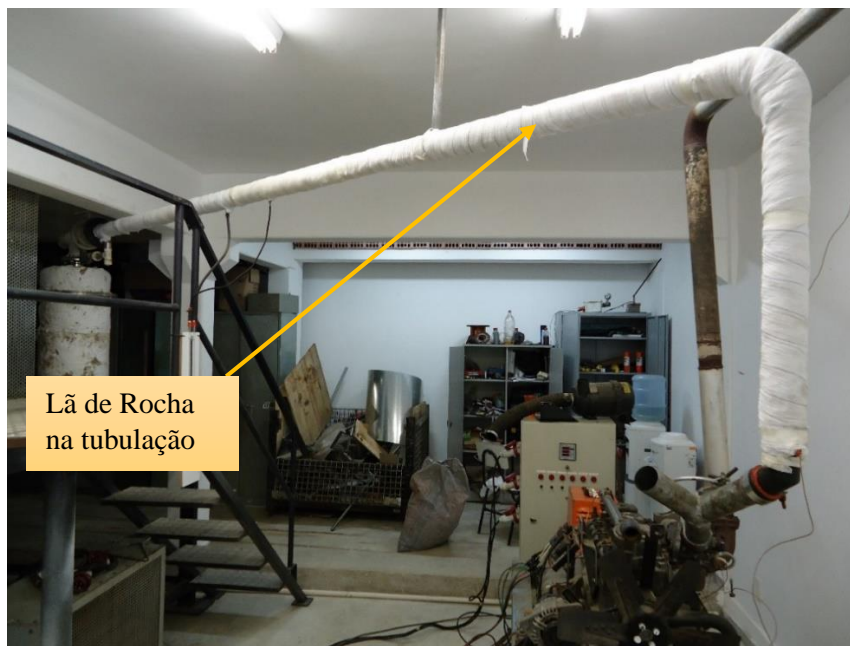
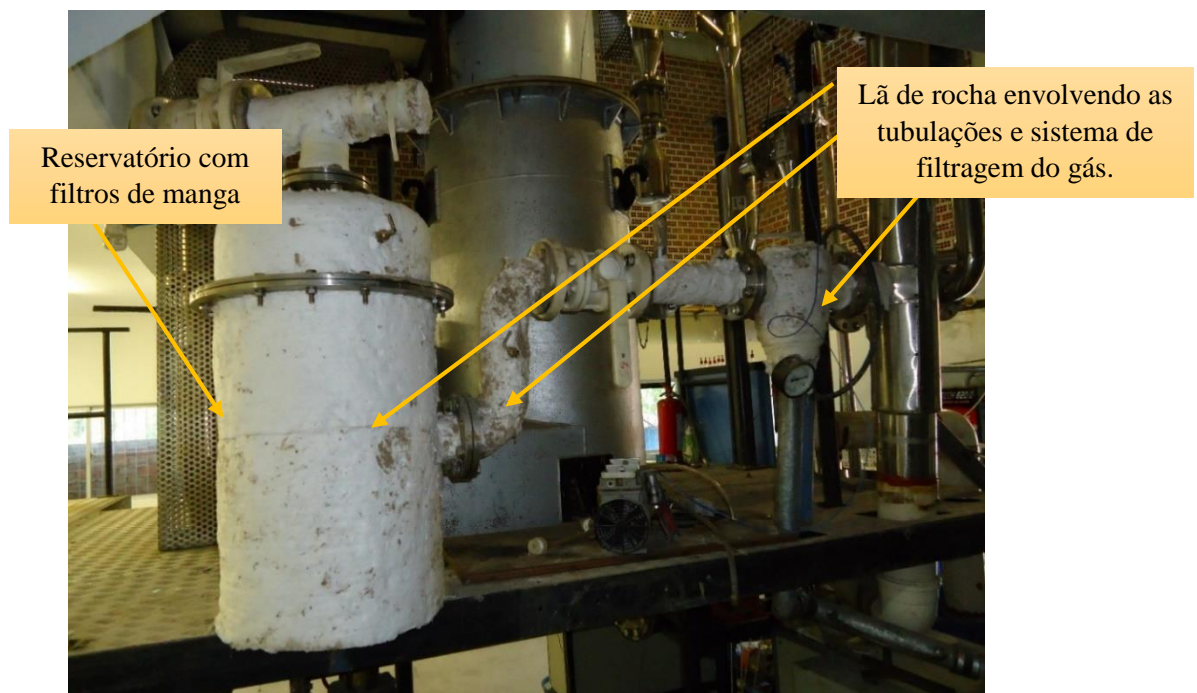


Figura 4-7: Isolamento do reservatório dos filtros.



4.3.2 O suprimento de gás

Foi esclarecido acima, no item referente ao simulador de carga, que todo o desempenho do motor foi realizado com um simulador de carga (*dinamômetro elétrico*), com capacidade máxima para 90 kW. Este mesmo aparato foi empregado por Rumão, 2013, para fazer o levantamento de desempenho do motor MWM D229-4. Durante aqueles testes foi possível observar que existia uma grande inércia, desde as primeiras potências, quando se buscava incrementar, no botão de controle do simulador, a potência de trabalho, exigindo um enorme período de tempo para se incrementar 2 kW, por exemplo. Esta dificuldade decorria do fato do incremento de potência demandar volumes de gás pobre, ainda, não disponível nos condutos de alimentação do motor. Assim, uma brusca variação no comando de potência gerava o empobrecimento da mistura e o estancamento do motor, ou, ainda, o arrasto de água de lavagem para dentro do motor, interrompendo o ensaio, em resultado do encharcamento do motor e do filtro de manga. A remoção da água do motor e do filtro, por vezes demandava mais de um dia de trabalho, ver Figura 4-8 e 4-9.

Figura 4-8:a) Reservatório aberto



b) Filtros de manga



Figura 4-9:a) Filtros desgastados



b) Filtros confeccionados



A solução do problema do arrasto da água foi conseguida estabelecendo-se uma descontinuidade na tubulação do gás, quando se interrompeu a canalização introduzindo entre as duas partes, e a montante do filtro, um recipiente de cerca de 100 L volume. Essa solução, além de resolver todas as dificuldades criadas com a sucção de água pelo motor, trouxe outro benefício: o recipiente passou a funcionar como um reservatório de gás, o que deu mais autonomia ao motor, permitindo a progressão à potências mais elevadas sem que se tivesse que aguardar qualquer lapso de tempo, ver Figura 4-10 e 4-11. O reservatório instalado foi isolado termica e externamente com lã de rocha e interligado ao gaseificador por 2 tubulações de PVC.

Figura 4-10: reservatório para acúmulo de gás pobre.

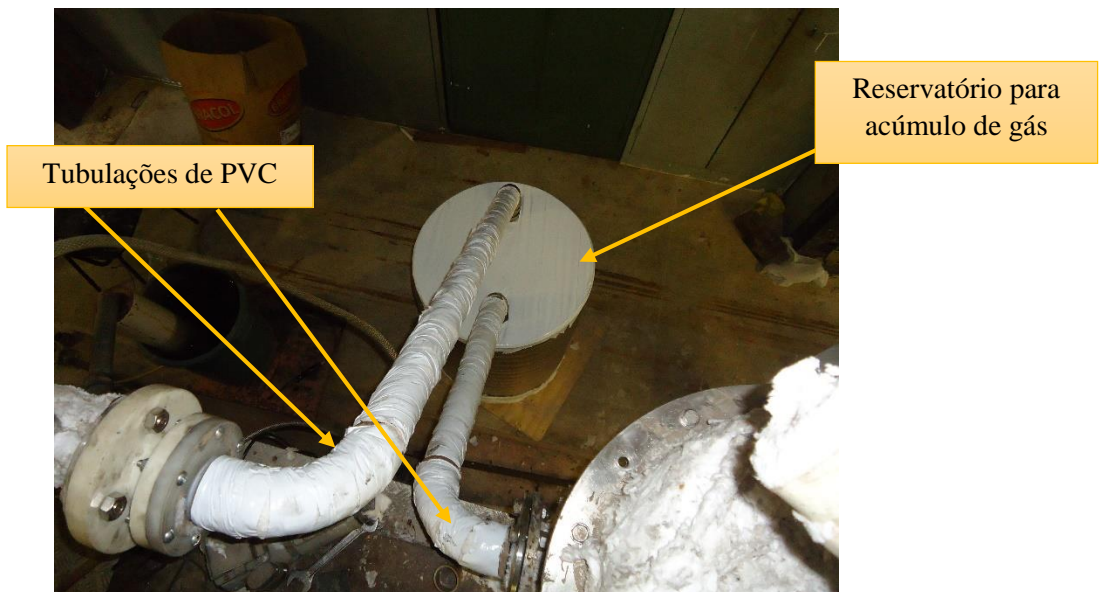


Figura 4-11: Reservatório para acúmulo de gás.



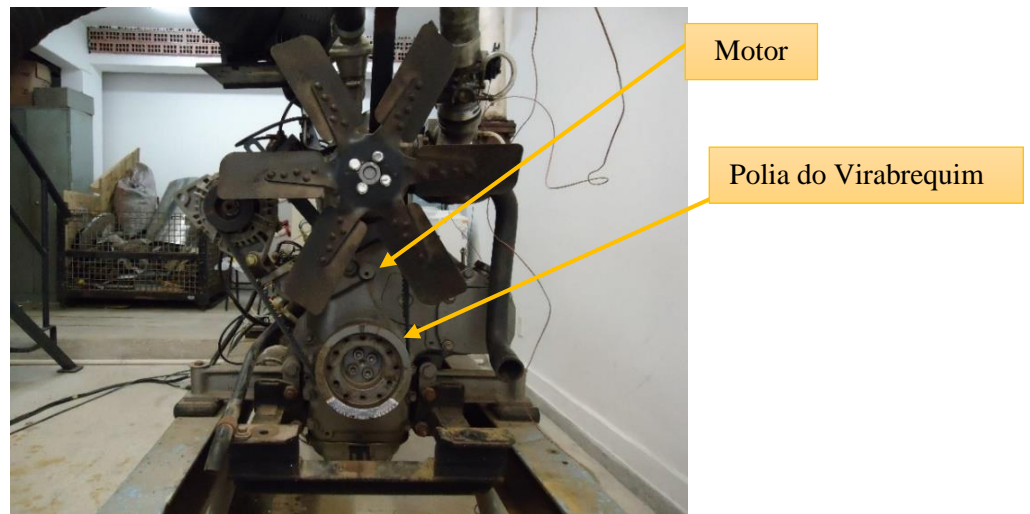
4.4 A IMPLANTANÇÃO DO SISTEMA DE IGNIÇÃO

Como foi referido no capítulo anterior, a busca pela economia de combustível só seria viável com a modernização do sistema de ignição. Descreve-se, portanto, abaixo, a instalação de todos os componentes desse sistema, tal como a roda fônica, o FT 400 e os acessórios necessários para a ignição, energização adequada e o avanço ou o adiantamento do momento da centelha.

4.4.1 Fixação da Roda Fônica

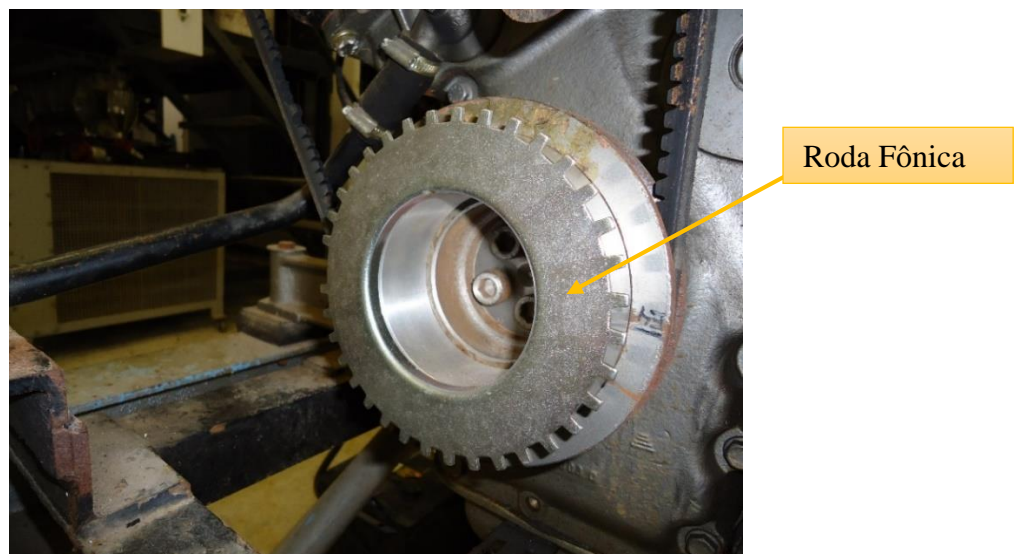
No caso do motor MWM, para a colocação da roda fônica foi necessário se retirar o radiador do motor, para se ter acesso ao centro do virabrequim, ver Figura 4-12.

Figura 4-12: motor sem o radiador e a polia do virabrequim.



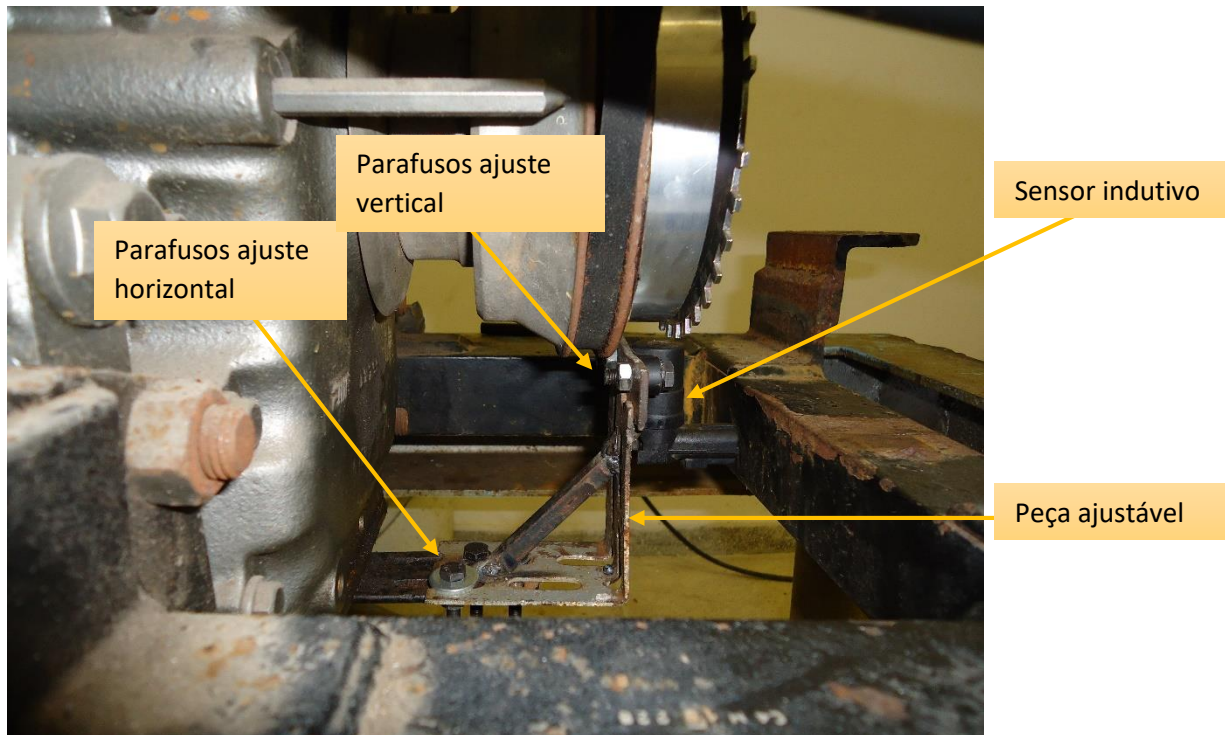
Para a fixação da roda fônica, de modo a não produzir qualquer choque entre ela com a ventoinha, ou com o radiador, projetou-se e se construiu um suporte. A Figura 4-13 mostra a peça usinada e a roda fônica, montada por interferência na peça.

Figura 4-13: Roda Fônica instalada.



Também para se instalar o sensor indutivo, foi confeccionada uma peça, com o intuito de reduzir o nível de vibrações do sensor ao mínimo, durante o funcionamento do motor. Tal dispositivo foi projetado de forma a permitir que se fizesse com facilidade o ajuste do sensor nas direções vertical e horizontal, durante a calibração do FT 400, ver Figura 4-14.

Figura 4-14: Roda Fônica com sensor indutivo.

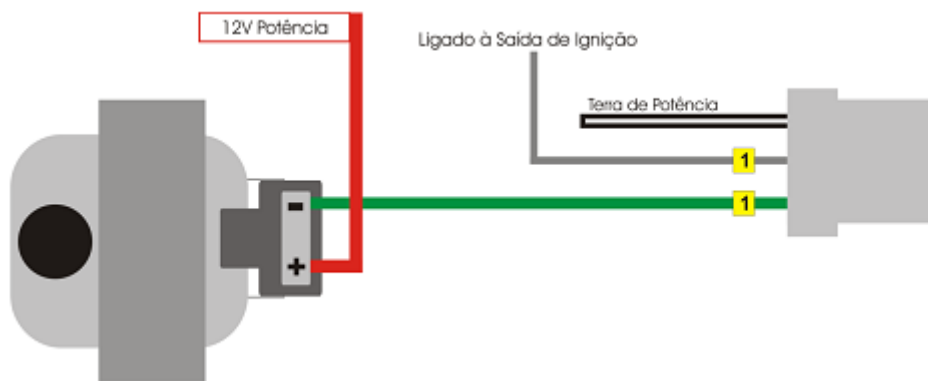


4.4.2 A Instalação do SPARK PRO

Existem diferentes modelos do Spark Pro, que dão possibilidades para o acionamento de uma a seis bobinas. O equipamento empregado neste trabalho foi a SPARK PRO 2, que pode acionar até 2 bobinas. E tendo em vista que no presente projeto empregou-se a ignição estática por centelha perdida, sabe-se, de antemão, que uma das centelhas emitidas não tinha função.

A instalação do equipamento foi feita conforme recomendação da fábrica, assim os fios provenientes dos sinais processados pela FT 400, foram ligados aos fios de saída para o primário da bobina de ignição, ver Figura 4-15. Outra recomendação seguida à risca: a instalação deve ser realizada com o chicote elétrico desconectado do módulo e com a bateria desligada. Naquele circuito, o fio preto/branco do chicote, constitui o fio terra de potência, o qual fica ligado ao bloco ou ao cabeçote do motor.

Figura 4-15: ilustração das ligações do Spark PRO.



A SparkPro pode ser utilizada com qualquer bobina de ignição indutiva, sem driver de potência integrado. A resistência mínima do primário da bobina de ignição é de 0,3 ohms. Valores abaixo deste podem causar a queima da SparkPro. A bobina usada foi a da marca Bosch de 2 saídas, indicada pela empresa Fueltech, ver Figura 4-16.

Figura 4-16: Bobina Bosch de 2 saídas.



4.4.3 A configuração e a calibração da ignição

Após a instalação do sensor de rotação e se conectar ao FT 400 com o Spark Pro e este com as bobinas, iniciou-se a configuração do sistema de ignição, na unidade de comando. Tal procedimento consistiu em informar à FT 400, as características relacionadas ao motor e ao sistema sensorial escolhido (roda fônica, e/ou distribuidor,

sensor indutivo, ou de hall, posicionamento do dente de controle, que deve estar alinhado ao sensor de rotação, etc.). Adiciona-se, ainda, o tipo de modo de ignição (SparkPRO 3 fios, MSD 6, distribuidor), Dwell da Ignição (isto é, o tempo de carga da bobina de ignição em milissegundos) e a tensão de saída da ignição (ao se escolher a tensão de acionamento da bobina).

A contagem dos dentes é feita a partir da falha, no sentido contrário ao de rotação da polia do virabrequim. O motor MWM convertido é de quatro cilindros e como observado na sessão 3.4.4, alinou-se o sensor com o 15° dente da roda fônica, no momento em que o cilindro 1 se encontrava no PMS, durante o tempo de ignição.

O ajuste do Dwell é muito importante, pois, cada módulo de potência e bobina possui um Dwell específico e, caso este não esteja regulado adequadamente, a ignição pode se tornar ineficiente, diminuindo a energia da centelha. Por outro lado, caso o tempo de carga esteja elevado, a ignição e/ou a bobina serão danificados. Um tempo de carga adequado para a maioria das bobinas e ignições normais, varia de 3,00 ms a 3,60 ms.

A configuração empregada foi:

- Roda Fônica;
- Sensor Indutivo;
- 15° dente com borda de descida (Final do dente);
- SparkPro 3 fios;
- 3,60 ms de tempo de energização da Bobina.

Configurada a ignição do FT 400, foi dada a partida do motor, fazendo-se na sequência a calibração da ignição. Essa calibração é realizada com o auxílio da pistola estroboscópica, e é usada para corrigir a posição da ignição da unidade de comando, com o ponto indicado pelo fabricante no motor, ver Figura 4 – 17. Ao se acionar a calibração o FT 400, trava o ponto de ignição aplicado ao motor em 20°, em qualquer rotação. O fabricante indica uma rotação entre 700 e 900 rpm para o procedimento de calibração. Com a pistola de ponto e fazendo-se uso do goniômetro instalado na polia do virabrequim, ver Fig. 4 – 18, compara-se as leituras instantâneas. Caso o valor apresentado no FT 400 seja diferente de 20° corrige-se no FT 400, acrescentando-se ou reduzindo-se valores de 0,25° até que seja observado o valor de 20° nos dois métodos.

A pistola estroboscópica possui uma lâmpada que acende quando recebe um pulso do sistema de ignição do motor. Há nela um circuito interno que fornece a alimentação da lâmpada e quando o pulso da ignição é aplicado sobre ela, através de um terceiro

eletrodo, um gás é ionizado, fazendo a lâmpada acender por curto intervalo de tempo, de 1 a 5 milissegundos. Este pulso vem do cabo da vela do primeiro cilindro.

Figura 4-17: Indicador de PMS do motor.

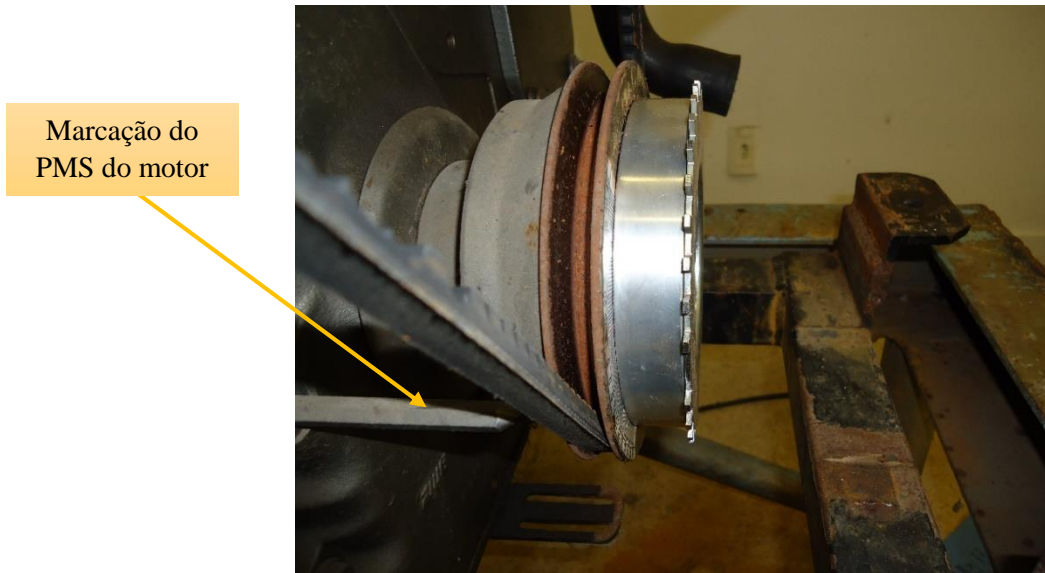


Figura 4-18: Goniômetro na polia do virabrequim.



4.4.4 Os sensores MAP e TPS

Sabe-se que o sensor MAP (Manifold Absolute Pressure) avalia a potência do motor a partir da pressão no coletor de admissão, enquanto o sensor TPS (Throttle

Position Sensor) tem a mesma função, mas, fazendo uso do ângulo de abertura da borboleta do corpo de borboleta. A prática demonstra que, na maioria dos casos, utiliza-se preferencialmente o sensor MAP, a não ser, por exemplo, que se esteja estudando motores agressivos, como, por exemplo, os de competição).

A Fueltech permite a construção do Mapa de Ignição por Rotação. No entanto, como a rotação no processo em estudo é constante e igual a 1800 RPM, houve necessidade de se buscar outro parâmetro, que fosse função da carga do motor, para se construir o mapa. Tendo em vista que já se dispunha instalado no motor um corpo de borboleta com TPS e que o equipamento da Fueltech pode corrigir o ponto de ignição através do sinal de TPS ou do MAP, optou-se por adequar o corpo de borboleta existente ao FT 400 e instalar uma ramificação no coletor de admissão do motor. Para isto foi necessário se identificar quais terminais deveriam ser conectados ao FT 400. Essa identificação foi feita com um multímetro na escala de resistência e observando como a resistência era alterada na medida que sua posição era mudada, ver Figura 4 – 19. Na sequência fez-se a calibração do sensor empregando-se as aberturas máxima e mínima do corpo de borboleta. Finalmente, conectou-se o sensor de pressão interno do FT 400 com o coletor de admissão através de uma mangueira resistente ao vácuo e a pressão positiva, ver Figura 4-20.

Figura 4-19: Corpo de Borboleta e multímetro Digital.



Figura 4-20: Tomada de pressão no coletor de admissão.



4.5 REALIZAÇÃO DOS TESTES

Um dos aspectos de grande interesse para o bom funcionamento do gaseificador é se ter a biomassa de alimentação apresentando massa específica superior a 300 kg/m^3 , cortada em tamanhos regulares, com a umidade menor do que 15 %.

A biomassa empregada nos testes foi formada por uma mescla de quatro tipos de rejeitos de madeira (cadeiras, mesas e quadros), oriundos da instituição UFPB, sendo cortadas em tabletes com tamanhos mais próximos possíveis daqueles utilizados por Rumão, 2013, (60 mm x 25 mm x 25 mm), ver Figura 4 – 21. Essas dimensões garantiram um empacotamento dentro do reator que proporcionou uma queima mais uniforme. O tamanho da biomassa também influencia na reação de gaseificação. Tais medidas são recomendadas, ainda, por (DASAPPA et al 2003), membros do grupo de gaseificação do IISC da Índia. Verifica-se, na prática, que o emprego dessas dimensões favorece à zona de redução (gaseificação), permitindo reações químicas mais eficientes, melhorando a produtividade.

Figura 4-21: Biomassa com granulometria ajustada



Por outro lado, dada a importância da umidade no processo, previamente aos ensaios, amostras de biomassa eram levadas ao Laboratório de Carvão Ativado do CT/UFPB para o levantamento de seus teores de umidade. Essas determinações eram feitas em uma termobalança, usando-se três diferentes amostras para o cálculo de um valor médio.

Uma vez que a biomassa era cortada de forma regular, antes de se determinar a umidade das amostras determina-se sua massa específica.

É importante observar que ao se funcionar o gaseificador pela primeira vez, necessário se faz que o reator esteja, na parte mais profunda com cerca de 50 % de carvão e 50 % de biomassa, ver Figura 4-22.

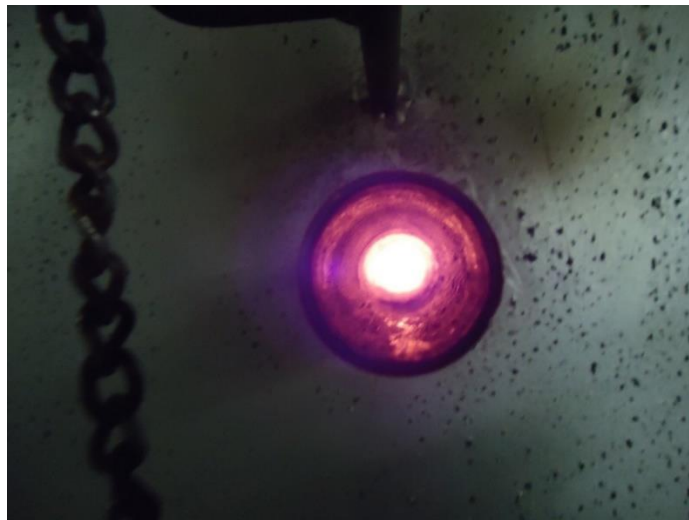
Figura 4-22: Entrada principal de agente ativante e altura mínima de biomassa.



Com todo o aparato (motor MWM D229-4, gaseificador, instrumentação e equipamentos de aquisição de dados) instalado, iniciou-se os procedimentos para realização dos testes, tendo-se, também, toda a biomassa disponibilizada nos padrões recomendados (dimensões e umidade).

Antes de se dar partida no gaseificador: era verificado o nível de água de lavagem no reservatório; se as válvulas de entrada e de saída das bombas, que devem ficar parcialmente abertas, com 30% de abertura, (abertura empregada na partida de bombas centrifugas) assim estavam. Um último procedimento levado em conta, rotineiramente, era a retirada da tampa superior do gaseificador, ficando à mostra a carga de biomassa. Removia-se, ainda, as obstruções de três orifícios situados na parte externa do reator (por estes orifícios a biomassa, com a ajuda de um maçarico a gás, é inflamada), ver Fig. 4 – 23. Sendo o tipo de reator, de topo aberto, deve-se entender que apenas pela parte superior, com a tampa retirada, entra 60 % da quantidade de oxigênio necessária a carbonização da biomassa. Os outros 40 %, passam pelos orifícios laterais, mencionados acima.

Figura 4-23: Entrada lateral com o gaseificador produzindo.



No procedimento seguinte, liga-se a bomba relacionada com o circuito primário de lavagem. A bomba de lavagem secundária também é posta em marcha, juntamente com o chiller, que, como já se comentou, tem a função de resfriar o gás, aumentando sua massa específica. Quando o gás está sendo produzido há a possibilidade de ir alimentar o motor, ou ser desviado por um ramal de liberação de gás, que com a ignição dá origem a chama

piloto, ver Figura 4 -24. Assim, logo que tem início a produção de gás, fecha-se a válvula de alimentação do motor e abre-se a da chama piloto, que de imediato é acesa.

Figura 4-24: Queimador acionado.



Passados cerca de 15 min., a chama piloto adquire uma cor azulada, demonstrando que o gás já tem poder calorífico suficiente para dar partida no motor.

Os procedimentos para a partida do motor foram aqueles adotados por RUMÃO, (2013), que usou, como nesse trabalho, apenas o gás pobre como combustível: tendo-se garantido que o gás pobre estava em condições de dar partida no motor, acionava-se a válvula de alimentação do motor, com 15 % de abertura. Nessa altura, a borboleta do controlador de mistura ar/gás pobre se encontrava posicionada para permitir a passagem de 15% de gás e 85% de ar.

A rotação do motor deve ficar em 1800rpm, mas na partida o controlador é desativado e o corpo de borboleta ajustado para 5% de abertura. A rotação de partida nessa posição fica entre 700 e 900 rpm, dependendo da qualidade do gás gerado. O ângulo de ignição na partida pode se situar entre 6 e 20°, sem que cause muita alteração no comportamento do motor, durante esse período. Quando a rotação alcançava 1600 rpm e o controlador de fluxo estava com 80 % de sua abertura, acionava-se o controlador eletrônico de rotação, que ajustava a rotação em 1800 rpm. Após o motor entrar em funcionamento, o conjunto de resistências era acionado ao gerador e partia-se, em princípio da potência de 8,4 kWe, tendo-se o cuidado de se deixar escoar um tempo de 10 min para se passar a uma potência mais elevada, para se ter a certeza da existência de

gás pobre suficiente para garantir a progressão de potência. Cada carga imposta ao motor gerava anotações dos dados oriundos dos vários painéis (gaseificador, motor, simulador de carga, sensores de pressão e de temperaturas adicionais, analisador de gás, etc.).

4.6 OS TESTES REALIZADOS

Como comentado no item anterior, depois que a chama piloto era acesa, era necessário que decorresse um período de, aproximadamente, cerca de quinze minutos para se poder dar partida no motor. Foi explicado, também, no item 2.6, as razões da introdução de um pulmão de gás pobre. E como era esperado, foi observado, nos ensaios, uma redução significativa no espaço de tempo transcorrido entre o acendimento da chama piloto e a primeira partida do motor, que caiu para 7 minutos. Também foi diminuído o período que se esperava para se fazer a progressão de potência.

Para se fazer a avaliação do consumo de biomassa, em todos os ensaios partia-se com o recipiente de carga de biomassa completamente cheio. Cronometrando-se todo o tempo de processo aplicava-se, então, uma determinada carga ao motor e aguardava-se a estabilização dos parâmetros. A medida em que a biomassa era consumida, ver Figura 4 – 31 adicionava-se ao recipiente de carga nova quantidade de biomassa, devidamente pesada. Com a massa e o tempo decorrido de funcionamento do sistema, calculava-se o consumo em kg/h, utilizando-se a Eq. (4.1).

$$CB = \frac{M_{ad}}{t} \quad (4.1)$$

Onde,

CB – Consumo de biomassa;

M_{ad} - massa adicionada

t é o tempo em que a massa foi consumida no gaseificador (h).

Para se determinar a vazão de gás combustível que alimenta o motor, utilizou-se um conjunto formado por um tubo de Pitot e um manômetro em “U”, acoplado a tubulação que alimenta o motor, ver Figura 4-25. A partir da diferença de altura do

volume de querosene (líquido que melhor apresentou variações de altura com as velocidades e não evaporava rápido como a gasolina), e utilizando a Eq. (4.2), determinava-se a vazão para cada potência ensaiada (ISMAIL, 2000). A pressão na linha de alimentação também era avaliada com o auxílio de um vacuômetro. As medidas de temperatura em várias sessões do gaseificador, do ambiente e do motor foram registradas para cada potência.

$$Q_{gás} = \frac{\pi \times D^2}{4} \sqrt{2 \times g \times h \times \left(\frac{\gamma_{liq} - 1}{\gamma_{gás}} \right)} \quad (4.2)$$

Onde:

g é a aceleração devido a gravidade (m/s^2);

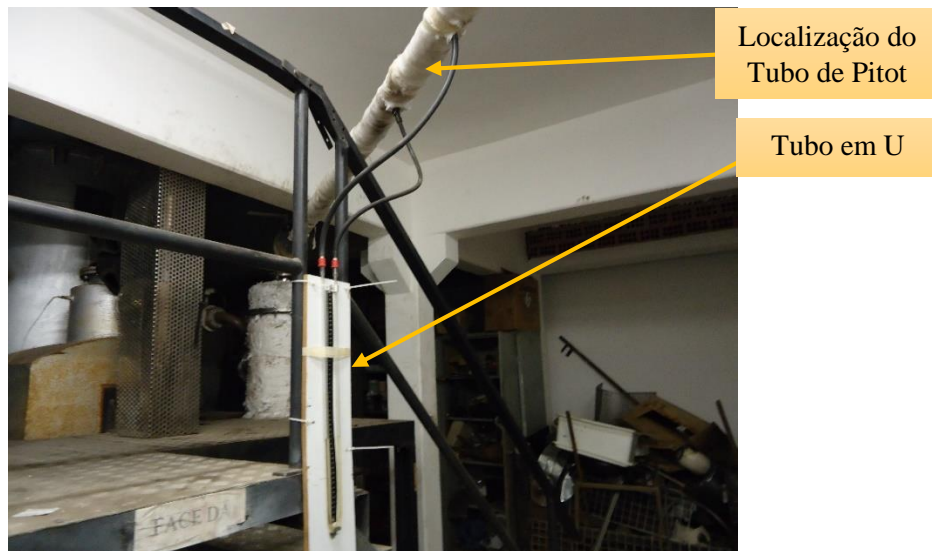
h é o deslocamento do fluido no tubo em “U” (m);

γ_{liq} é o peso específico do líquido no tubo em “U” (N/m^3);

$\gamma_{gás}$ é o peso específico do gás que está escoando no tubo (N/m^3).

D é o diâmetro da tubulação de escoamento (m).

Figura 4-25: Localização do Tubo de Pitot e Manômetro em U.



A abertura do corpo de borboleta e a pressão no coletor de admissão eram registradas diretamente na central eletrônica Fueltech FT 400. O ângulo de ignição era ajustado via o mesmo instrumento e mantido durante todo o teste. Os ângulos estudados

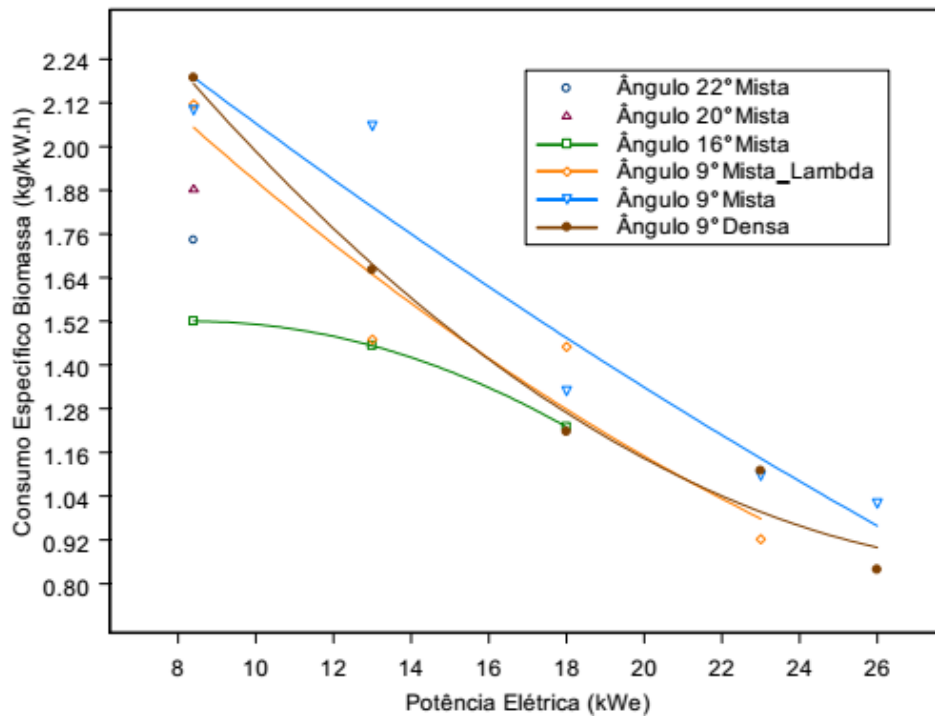
foram, inicialmente, aqueles considerados por RUMÃO 2013. Antevendo-se, todavia, a possibilidade de haver outro ângulo que permitisse a determinação de um menor consumo, foi ampliada a faixa de ângulos, tendo-se feito testes com os seguintes valores de ângulos 5, 6, 7, 8, 9, 12, 16 e 20°, sendo os ângulos de 5, 6 e 8° empregados apenas nas análises para se determinar a potência máxima alcançada. Depois de traçadas as curvas de consumo para cada ângulo estudado, determinou-se um mapa de ignição como referência, o qual foi elaborado considerando em cada potência elétrica o ângulo que proporcionou o menor consumo de biomassa.

Seguindo a configuração deduzida nos itens anteriores a curva foi ajustada para ser aplicada no FT400. A medida que a potência imposta ao gerador aumentava o ângulo era ajustado automaticamente, essa mudança era notada pela movimentação do quadro em amarelo na Figura 4-26. Os dados de desempenho do sistema Gaseificador/GrupoGerador funcionando com o mapa de ignição foram analisados e curvas traçadas. Realizou-se comparações com o mapa de referência, (em cada potência elétrica o ângulo de ignição com menor consumo específico). Em vista, de confrontar resultados foi elaborado um mapa de ignição a partir das curvas de consumo específico de biomassa do estudo de RUMÃO (2013), ou seja, para potências até 18 kWe o ângulo foi 16° e entre 18 e 26 kWe o ângulo de 9°, ver Figura 4-27.

Figura 4-26: Mapa de Ignição Por MAP



Figura 4-27: Curvas de Consumo Específico de Biomassa.



Fonte: RUMÃO (2013).

Para analisar os poluentes contidos nos gases de escape do motor Ottolizado do sistema Gaseificador/GrupoGerador foram considerados os poluentes utilizados na inspeção veicular de um motor do ciclo Otto, em conformidade com a resolução CONAMA 418/2009. Os limites de poluentes permitidos dependem do ano de fabricação do motor e do tipo de combustível empregado. Como neste trabalho temos um combustível não usual, utilizou-se os dados do gás natural e da gasolina para verificar se os valores determinados ultrapassam os limites permitidos. Considerando a faixa de motores fabricados entre 1980 e 1988 os índices de poluentes são: hidrocarbonetos (HC), máximo de 700 ppm, monóxido de carbono ($CO_{\text{corrigido}}$), (quantidade de CO medida e corrigida devido a interferência de ar externo presente na tubulação de escape, dada pela Equação 4-3) máximo de 5,0 %, e a diluição ($\% CO + \% CO_2$) mínima de 6 % (MMA, 2016).

$$CO_{\text{corrigido}} = \frac{15}{(CO + CO_2)} \times CO_{\text{medido}} \quad (4.3)$$

Onde:

$CO_{\text{corrigido}}$ é o valor medido de HC e corrigido quanto à diluição dos gases (%).

CO_{medido} é o monóxido de carbono contido nos gases de escapamento, medido em % em volume.

4.6.1 Eficiências Observadas

Em vista de comparação com os resultados de RUMÃO (2013) as eficiências estudadas neste trabalho foram as do gaseificador, do grupo gerador e a eficiência global. Segundo CHAVES, (2012); FAO, (1993), quando o gás é utilizado para aplicações de motores, a definição útil da eficiência de gaseificação, $\eta_{gaseif.}$ (%), é mostrada na Equação 4.4.

$$\eta_{gaseif.} = \frac{PCI_{gás} \times Q_{gás}}{PCI_{biomassa} \times M_s} \times 100 \quad (4.4)$$

Onde:

$PCI_{gás}$ é o poder calorífico inferior do gás produzido pelo gaseificador (J/Nm^3);

$PCI_{biomassa}$ é o poder calorífico inferior da biomassa utilizada no gaseificador (J/kg);

M_s é a vazão mássica da biomassa utilizada no gaseificador (kg/s).

$Q_{gás}$ é a vazão de gás pobre (m^3/s).

Para determinar o poder calorífico inferior do gás pobre utilizou-se a equação deduzida por RUMÃO (2013), que observou as curvas de YOSHIKAWA (2006) e GARCIA (2002) e seus próprios resultados da análise do gás pobre, encontrando uma relação da porcentagem de monóxido de carbono (%CO) com o PCI do gás, Equação 4.5.

$$PCI_{gás} = -0,004738 \times (\%CO)^2 + (\%CO) \times 0,3149 - 0,1057 \quad (4.5)$$

O PCI da biomassa utilizada nos testes foi determinado através da Equação 4.6 (GARCIA 2002 apud RUMÃO, 2013, SCHURHAUS, 2007). Nesta equação o PCI é relacionado com a umidade presente na madeira.

$$PCI_{madeira} = 4756 - 53,418 \times Umidade(\%) \quad (4.6)$$

No caso da eficiência do grupo gerador, $\eta_{grupogrador}$ (%), pode ser calculada pela razão entre a potência elétrica útil e a potência disponível, como pode ser visto na equação 4.7.

$$\eta_{grupogrador} = \frac{Pe_{util}}{Q_{gás} \times PCI_{gás}} \times 100 \quad (4.7)$$

Onde:

Pe_{util} é a potência elétrica útil (W).

Por último a eficiência do sistema gaseificador / grupo gerador, η_{global} , é definida seguindo a equação 4.8.

$$\eta_{global} = \frac{\eta_{gaseif.} \times \eta_{grupogrador}}{100} \quad (4.8)$$

CAPITULO V

RESULTADOS

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são expostos os resultados experimentais obtidos e as análises pertinentes. Uma vez que este trabalho teve como ponto de partida os resultados de RUMÃO (2013), também se faz natural a comparação de desempenho entre o sistema empregado naquele trabalho e o presente, que foi modificado visando a obtenção de melhorias.

5.2 TEOR DE UMIDADE E A MASSA ESPECÍFICA DA BIOMASSA

A Tabela 5-1, apresenta os resultados da determinação do teor de umidade da biomassa usada neste trabalho. Já a Tabela 5-2 expõe os valores da massa específica dessa mesma biomassa. E como esperado, tendo em vista se ter empregado material semelhante, as magnitudes dos valores, tanto do teor de umidade quanto da massa específica, de uma forma geral, ficaram muito próximas daquelas encontradas em RUMÃO (2013).

Tabela 5-1: Teor de Umidade da Biomassa

Amostras	Teor de Umidade (%)	Teor de Umidade (%)	Teor de Umidade (%)	Média (%)	Média Rumão (%)
1	9,52	8,55	10,21	9,42	9,51
2	9,34	9,23	8,34	8,97	8,80
3	8,45	7,78	7,98	8,07	8,49
4	9,50	8,15	9,37	9,01	7,13

Tabela 5-2: Massa Especifica da Biomassa.

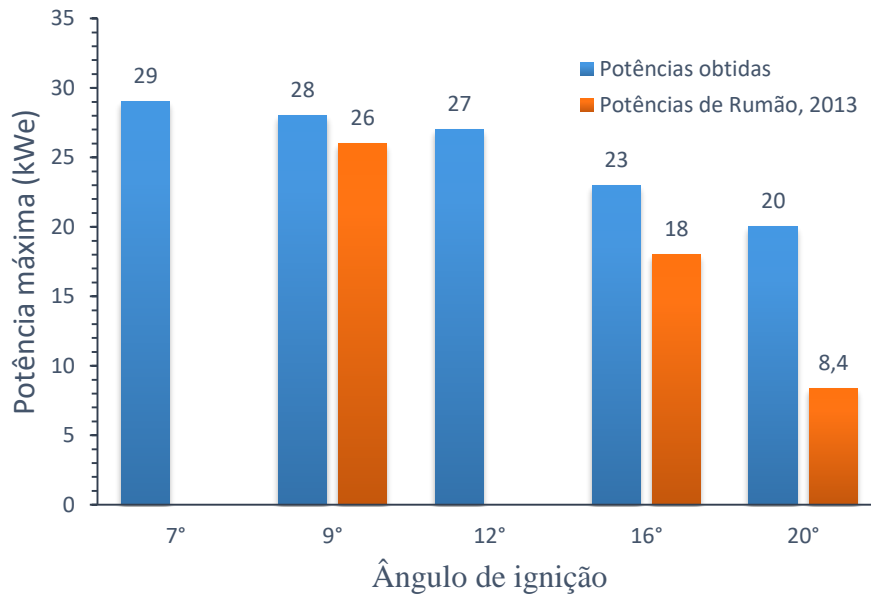
Amostras	Massa específica (kg/m ³)	Massa específica (kg/m ³)	Massa específica (kg/m ³)	Média (kg/m ³)	Média Rumão (kg/m ³)
1	501,33	483,45	588,65	524,48	533,37
2	750,22	719,13	700,12	723,16	720,38
3	630,78	550,86	615,24	598,96	601,84
4	790,43	674,15	795,18	753,25	739,15

5.3 POTÊNCIA ELÉTRICA MÁXIMA ALCANÇADA

Os valores das potências máximas, as quais estiveram relacionadas com os diferentes ângulos de avanço de ignição, determinados durante as realizações dos ensaios deste estudo, bem como aqueles obtidos por RUMÃO, (2013), estão ilustrados na Figura 5-1. Analisando-se aquela figura, verifica-se que o ângulo de 7° empregado no presente trabalho, proporcionou a maior potência alcançada (29 kW) e que para 9° a potência foi maior 2 kW do que o registrado no estudo usado aqui como referência. Percebe-se, por outro lado, que a partir dos dados de RUMÃO, (2013), se pode inferir que o aumento do ângulo de ignição provoca consideráveis quedas de potência. Todavia, a partir dos valores obtidos neste trabalho se vê que a influência do ângulo no comportamento da potência é quase linear.

A dispersão dos valores das potências máximas entre os dois estudos pode ser explicada pelas modificações impostas entre a saída da lavagem secundária do gaseificador e o coletor de admissão do motor, onde o isolamento térmico garantiu maior massa específica do gás e o reservatório de gás (pulmão) uma quantidade de gás necessária para manter o motor em funcionamento com acréscimos abruptos na potência.

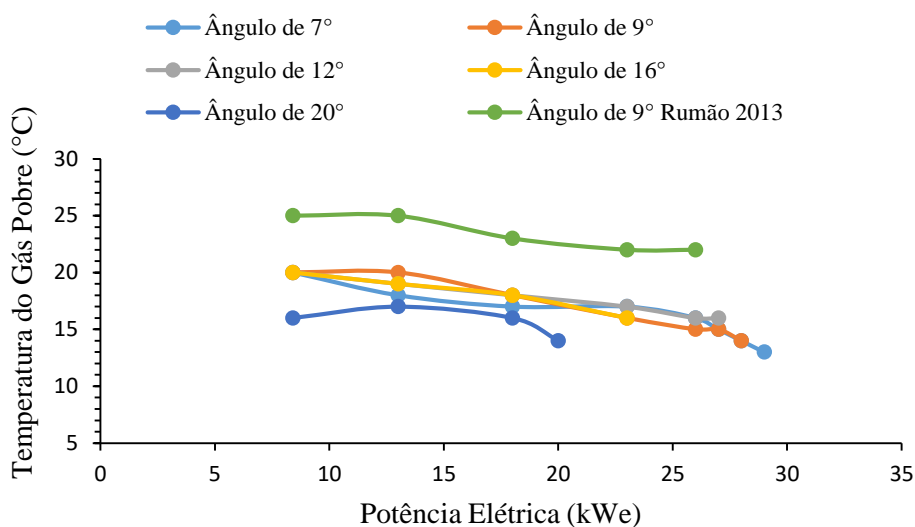
Figura 5-1: Potências Máximas atingidas.



5.4 MEDIDAS DE TEMPERATURAS TOMADAS EM DIVERSOS PONTOS DO SISTEMA GASEIFICADOR- GRUPO GERADOR

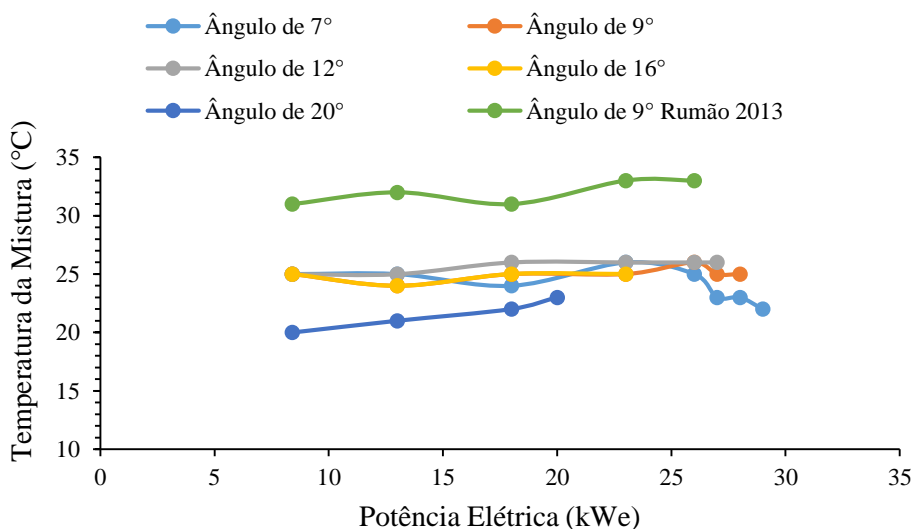
Medidas de temperaturas foram tomadas em seções apropriadas do Gaseificador – Grupo Gerador. Nas seções de lavagem do gás pobre as temperaturas mantiveram-se constantes em todos os testes, apesar das alterações de cargas (30 °C depois da primeira lavagem e 10 °C depois do chiller). A temperatura da água de resfriamento do motor atingiu o maior valor, isto é, 87°C, na potência de 29 kWe. A temperatura do ar admitido variou entre 31 e 36 °C. Idêntico resultado foi obtido por Rumão 2013. Na admissão do motor, devido ao isolamento térmico, a temperatura do gás pobre permaneceu abaixo de 20 °C, nas potencias de 8,4 e 13 kWe, alcançando valores de 13 °C em 29 kWe. A variação determinada por RUMÃO (2013), se situou entre 25 e 22 °C, ver Figura 5-2.

Figura 5-2: Temperatura do Gás Pobre na Admissão.



Após a ocorrência da mistura do gás pobre com o ar, a temperatura no coletor aumenta, como visto na Figura 5-3. Em Rumão 2013 os valores ficaram acima de 30 °C, enquanto no presente trabalho a temperatura ficou próxima de 25°C, em razão do efeito da lã de Rocha.

Figura 5-3: Temperatura da Mistura no Coletor.



5.5 PRESSÃO RELATIVA NA SAÍDA DO CHILLER

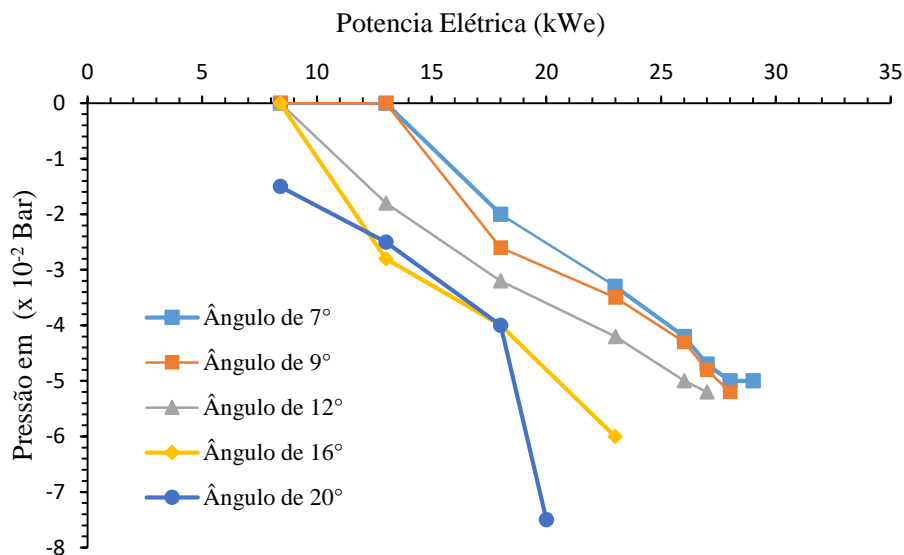
Na Tabela 5-3 são dispostos os valores de pressão de vácuo, na saída do chiller. A Figura 5-4 mostra o gráfico dessas medidas de pressão em relação à potência elétrica produzida pelo grupo gerador. Nota-se que conforme os ângulos de ignição diminuem a

pressão na tubulação aumenta. E para os ângulos de 20° e 16°, nas ultimas potências, o vácuo cresce bruscamente, o que mostra que para maiores ângulos de avanço o motor passa a exigir mais combustível, ou seja, uma mistura mais rica. Conseqüentemente, o aumento da massa específica do gás pobre, corresponde ao aumento do seu poder calorífico inferior, beneficiando o funcionamento do motor empregando ângulos de avanço maiores.

Tabela 5-3: Medidas da Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.

Potência (kWe)	Ângulo de Ignição				
	7°	9°	12°	16°	20°
8,4	0 cmHg	0 cmHg	0 cmHg	0 cmHg	-1,5 cmHg
13	0 cmHg	0 cmHg	-1,8 cmHg	-2,8 cmHg	-2,5 cmHg
18	-2 cmHg	-2,6 cmHg	-3,2 cmHg	-4 cmHg	-4 cmHg
20					-7,8 cmHg
23	-3,3 cmHg	-3,5 cmHg	-4,2 cmHg	-6 cmHg	
26	-4,2 cmHg	-4,3 cmHg	-5 cmHg		
27	-4,7 cmHg	-4,8 cmHg	-5,2 cmHg		
28	-5 cmHg	-5,2 cmHg			
29	-5 cmHg				

Figura 5-4: Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.

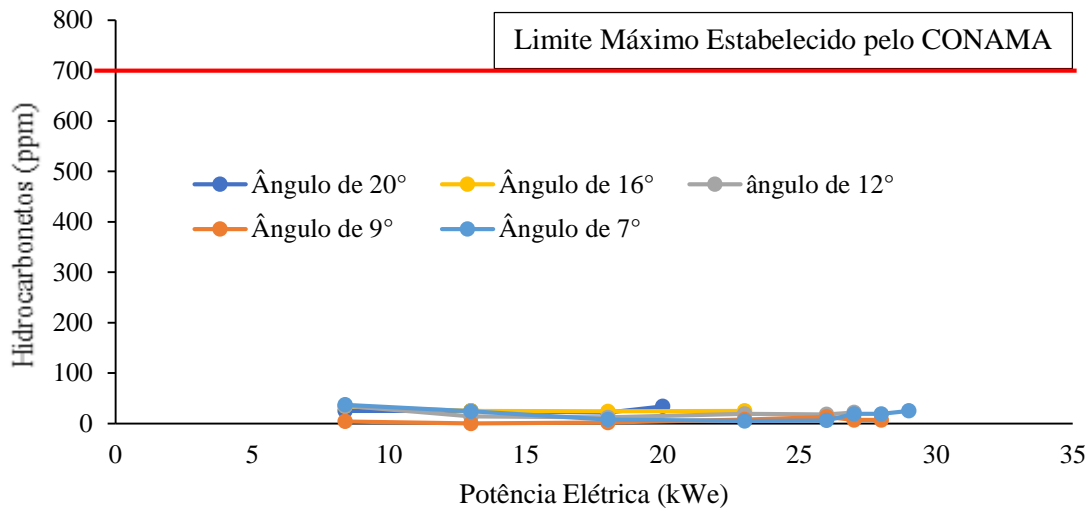


5.6 EMISSÕES DOS POLUENTES DOS GASES DE ESCAPE

A Figura 5-5 mostra as curvas dos hidrocarbonetos presentes nos gases de escape do motor convertido para cada ângulo de ignição estudado. Observa-se que para todos os

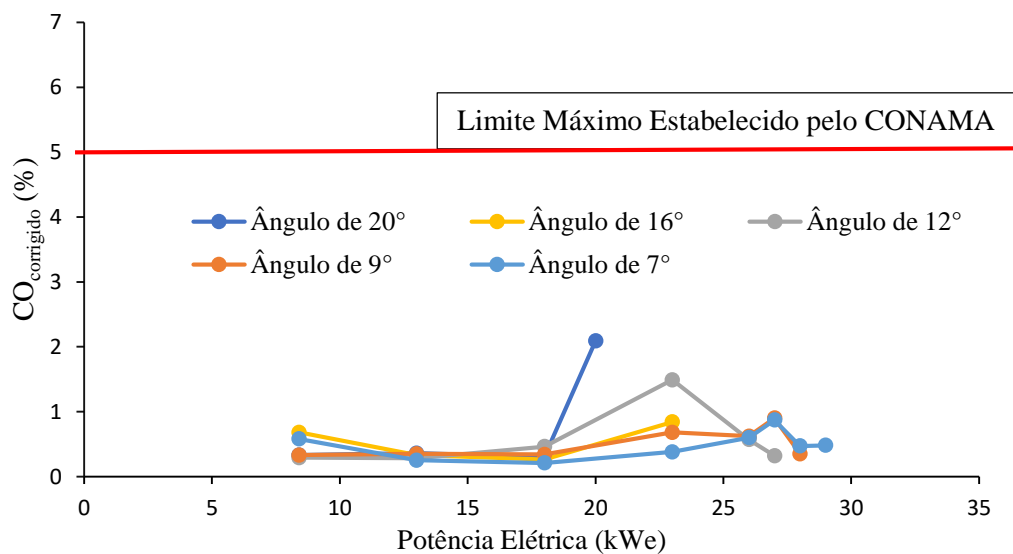
ângulos o índice de hidrocarbonetos não queimados foi inferior ao limite estabelecido pelo Conama para motores funcionando à gasolina e a gás natural.

Figura 5-5: Curva dos Hidrocarbonetos não queimados (HC) dos gases de escape para cada ângulo de ignição.



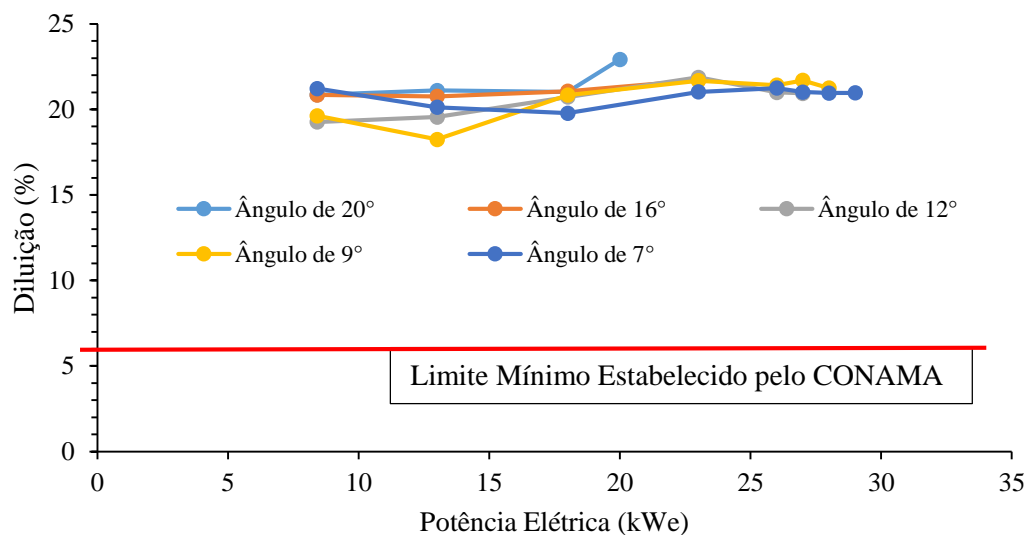
A Figura 5-6, mostra o gráfico dos percentuais em volume de $CO_{\text{corrigido}}$ em cada potência elétrica para todos os ângulos estudados. Constata-se que todos os valores determinados foram inferiores a 5 %. O valor máximo foi de 2,09 % para o ângulo de ignição de 20° na potência 20 kWe.

Figura 5-6: Curvas de emissão de CO corrigido em função da potência elétrica.



As curvas de diluição dos gases de escape em relação a potência elétrica aplicada ao grupo gerador estão no gráfico da Figura 5-7, verifica-se que para todos os ângulos a diluição ficou acima de 6 %. O valor mínimo foi de 18,25 % no ângulo de ignição de 9°.

Figura 5-7: Curvas de Diluição dos gases de escape em função da Potência Elétrica.



5.7 CONSUMO ESPECÍFICO DE BIOMASSA PARA ELABORAÇÃO DO MAPA DE IGNIÇÃO

A Figura 5-8 mostra o gráfico de consumo específico de biomassa em relação à potência elétrica gerada, para cada ângulo de ignição estudado, neste trabalho. Em uma apreciação de caráter geral, verifica-se que não há um comportamento padrão dos ângulos de ignição com relação ao consumo específico e a potência gerada, isto é, a redução de um ângulo, ou seu aumento, não garante em outra potência, maior, ou menor consumo. O que é possível observar é que existe uma tendência do consumo independe do ângulo para as maiores potências estudadas. De forma pontual, pode-se deduzir que: o ângulo de 20° está associado à consumos específicos maiores, nas potências de 13, 18 e 20 kWe; com o ângulo de 16° o consumo foi inferior à todos os outros para 23 kWe, mostrando-se mais elevado, apenas, quando comparado ao valor correspondente ao do ângulo de 12°, para as potências de 8,4, 13 e 18 kWe; entre 23 e 28 kWe o ângulo de 9° possibilitou um consumo inferior aos demais, que resultaram nas mesmas potências (12°

e 7°); o ângulo de 12° se mostrou o mais adequado até a potência de 18 kWe, e o de 9° para potências maiores. A partir dessas considerações é possível construir a Tabela 5-4 com a indicação do ângulo de ignição que possibilita o menor consumo para os vários intervalos de potência. A Tabela 5-4 representa o mapa de referência, como observado no item 4.6.

Figura 5-8: Curvas de Consumo Específicos de Biomassa.

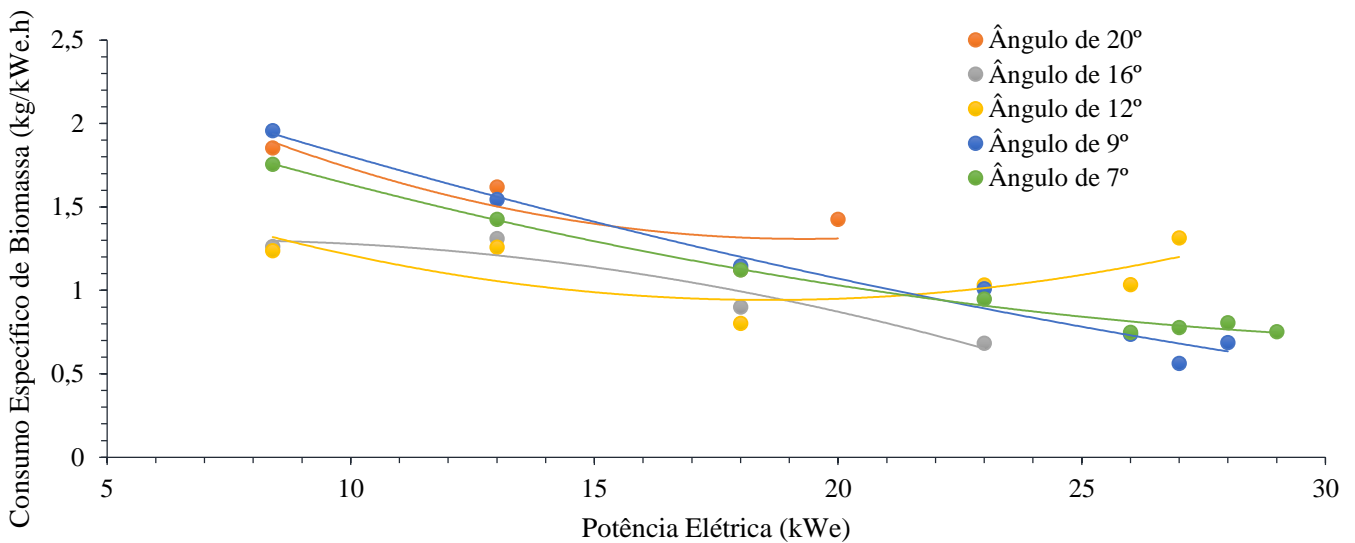


Tabela 5-4: Ângulo de ignição de Referência para cada intervalo de potência.

Pot. (kWe)	Ângulo de ignição
8,4 – 18 kWe	12°
18 – 23 kWe	16°
23 – 28 kWe	9°
28 – 29 kWe	7°

5.8 DADOS DO TPS E MAP

Da Figura 5-8 percebe-se que a correlação entre a economia de combustível e o ângulo de avanço, para uma dada potência, não é expressa por uma função monótona. Ao se construir, contudo, a Tab. 5-4, nota-se que existe um ângulo de avanço, associado à uma faixa de potência, que garante o menor consumo de combustível para a geração

daquelas potências motrizes. Na busca do comportamento dos valores do MAP e do TPS, relacionados com as potências e ângulos de ignição foi construída a Tabela 5-5, formada por valores de pressão medida no coletor de admissão e os dados correlatos obtidos pelos sensores MAP e TPS. As Figuras 5-9 e 5-10, mostram, respectivamente, em forma de curvas, os valores da pressão e da posição da borboleta, com relação à potência elétrica.

Analisando-se a Tabela 5-5, e as Figuras 5-9 e 5-10, é possível compreender que, independentemente do ângulo de avanço, existe o que se pode denominar de padrão estabelecido entre os valores das potências e o valor do MAP. Observando-se, todavia, os valores de potência relacionados aos de TPS, embora se possa concluir que as funções que associam a potência com o valor do TPS sejam monótonas, a amplitude da variação do TPS entre duas potências estudadas é menor do que 10%. Este fato, impede uma programação adequada no dispositivo utilizado no controle da ignição (Fueltech FT 400). Dessa forma, tais inferências demonstram que é possível se processar o mapeamento associando-se, apenas, os valores do MAP através da pressão no coletor (no caso, vácuo).

A Tabela 5-6, por sua vez, condensa informações das Tabelas 5-4 e 5-5, estabelecendo faixas de potências relacionadas com um ângulo de avanço e o valor de MAP, para o funcionamento do motor otimizado em função ao consumo de combustível.

A Tabela 5-5 permite, ainda, que se entenda que na presente condição de operação do sistema gaseificador/motor otimizado/gerador o ângulo de 7° estabelece a maior potência produzida pelo sistema, com maior economia de combustível, tendo em vista que a pressão manométrica registrada se tornou quase nula, determinando o máximo valor da potência.

Tabela 5-5: Dados de Posição da Borboleta e pressão no coletor de admissão.

Ângulo de ignição:	20°		16°		12°		9°		7°	
Potência (kWe)	TPS (%)	MAP (bar)	TPS (%)	MAP (bar)	TPS (%)	MAP (bar)	TPS (%)	MAP (bar)	TPS (%)	MAP (bar)
8,4	4,3	-0,46	4,7	-0,48	4,4	-0,47	5,2	-0,50	4,4	-0,48
13	8,1	-0,35	8,7	-0,35	6,5	-0,36	9,2	-0,37	8	-0,35
18	12,6	-0,22	12,3	-0,26	10	-0,28	11	-0,28	11,9	-0,26
20	26,7	-0,13								
23			16,6	-0,17	18,6	-0,18	15,7	-0,17	14	-0,16
26					22,1	-0,11	20,6	-0,11	20,2	-0,11
27					25,4	-0,1	23,8	-0,12	25,3	-0,1
28							27,2	-0,1	30,6	-0,09
29									33,3	-0,08

Figura 5-9: Curvas de Pressão Relativa x Potência Elétrica em todos os ângulos.

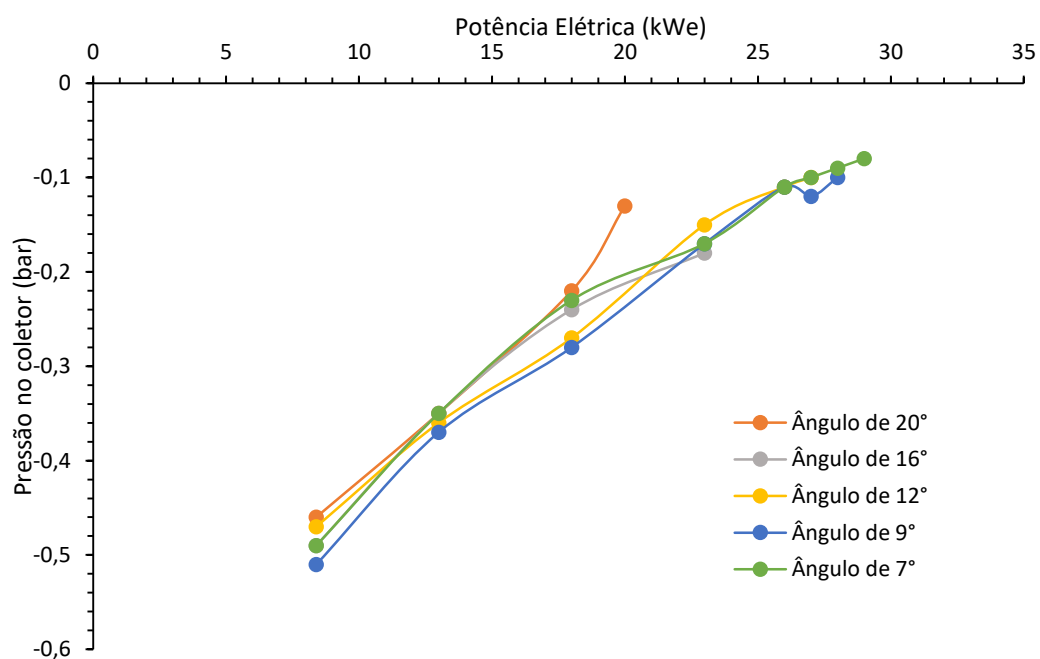


Figura 5-10: Curvas de Rotação do Eixo da Borboleta.

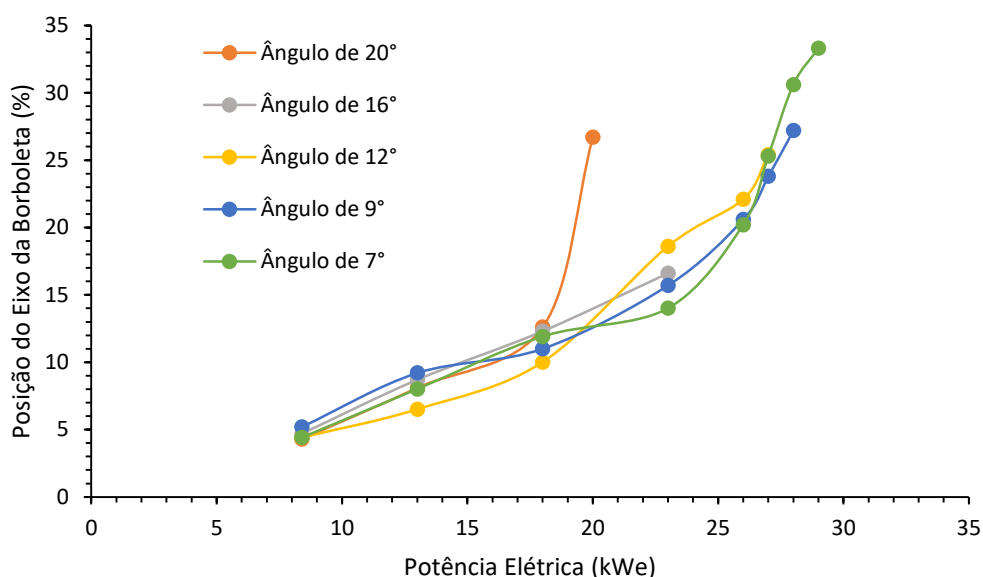


Tabela 5-6: Intervalos de TPS e MAP para Cada Faixa de Potência.

Pot. (kWe)	Ângulo de ignição	TPS (%)	MAP (Bar)
8,4 – 18 kWe	12°	4,5% - 12%	-0,5 a -0,22
18 – 23 kWe	16°	13% - 18%	-0,20 a -0,13
23 – 28 kWe	9°	20% - 29%	-0,12 a -0,1
28 – 29 kWe	7°	30% - 100%	-0,09 a -0,08

Considerando a Tabela 5-6 e o modo como o FT 400 permite corrigir o avanço de ignição com relação à pressão no coletor de admissão, ver discussão no item 3.4.3, foi elaborado o mapa de ignição que melhor se ajusta ao funcionamento do motor, ver Tabela 5-7. Na programação no FT 400, para as pressões de -0,9; -0,8; -0,7; -0,6, o ângulo ficou em 12°, no momento em que a carga iniciou em 8,4 kWe, o qual foi mantido para as pressões de -0,4 bar e -0,3 bar. No caso da faixa de potência de 18 – 23 kWe, o ângulo ideal é 16°, como mostra a Tabela 5-6. Observa-se, porém, uma proximidade das pressões de -0,22 bar, que teria um ângulo de 12°, e -0,20 bar, com um ângulo de 16°, estes valores não podem ser colocados na programação, pois, como já observado, a FT 400 aceita apenas mudança quando a pressão sofre incremento de $\pm 0,1$ bar. Optou-se, então, por colocar 16° em -0,2 bar, mesmo em situações onde o ângulo de

12° não ocorra em – 0,22 bar. Na faixa seguinte existe uma situação semelhante, onde foi preciso se reduzir o ângulo, bruscamente, para 9°, com uma mudança de pressão de – 0,13 bar para – 0,11 bar. Para tanto, manteve-se em 16° a pressão de – 0,2 bar e reduziu-se para 7° em -0,1 bar. A adoção dessa programação garante valores próximos ao da Tabela 5-6, apesar de em alguns pontos haver divergências.

Tabela 5-7: Programação da Correção de Ignição no FT 400.

Pressão (vácuo)	Ângulo de ignição
-0,7, -0,6 bar	12°
-0,5 bar	12°
-0,4 bar	12°
-0,3 bar	12°
-0,2 bar	16°
-0,1 bar	7°
0,00 bar	7°

Analisando-se o sinal do TPS, verifica-se pela Tabela 5-6, que a abertura máxima foi de 33%, limitando o controle da ignição na faixa de abertura de 3 a 33%. O FT 400 pode controlar a ignição linearmente entre 2 pontos a cada 10% de rotação do eixo do corpo de borboleta. Então, a correção pelo TPS é mais restrita do que fazendo-se pelo sinal do MAP para o conjunto Gaseificador Grupo Gerador, pois, a variação de pressão no coletor é maior do que a rotação do eixo da borboleta. A Tabela 5-8 apresenta o mapa de ignição com relação ao TPS, que melhor se ajusta ao FT 400.

Tabela 5-8: mapa de ignição com relação ao TPS

Pressão Inicial	Ângulo Inicial
0 %	12°
10 %	12°
20 %	16°
30 %	7°

5.9 TESTES COM O MAPA DE IGNIÇÃO PROGRAMADO NO FT 400

A Figura 5-11 mostra a curva de consumo específico de biomassa do teste realizado com o mapa de ignição determinado na seção 5-8 e mostrado na Tabela 5-7. Nota-se que até 18 kWe o comportamento foi idêntico ao mapa de referência, mas ocorreram divergências em 23 kWe e 27 kWe. Elas podem ser explicadas em virtude das mudanças requeridas para que o mapa de referência pudesse ser implantado no FT 400. Observando a Tabela 5-9 verifica-se que em 23 kWe o ângulo de ignição foi de $14,2^\circ$ e em 27 kWe foi de $7,9^\circ$. Percebe-se, também na Figura 5-11 que a curva do mapa de ignição é mais suave do que a curva do mapa de referência, devido a linearização que o FT 400 proporciona entre dois pontos.

Figura 5-11: Consumo Específico de Biomassa do Mapa de Ignição.

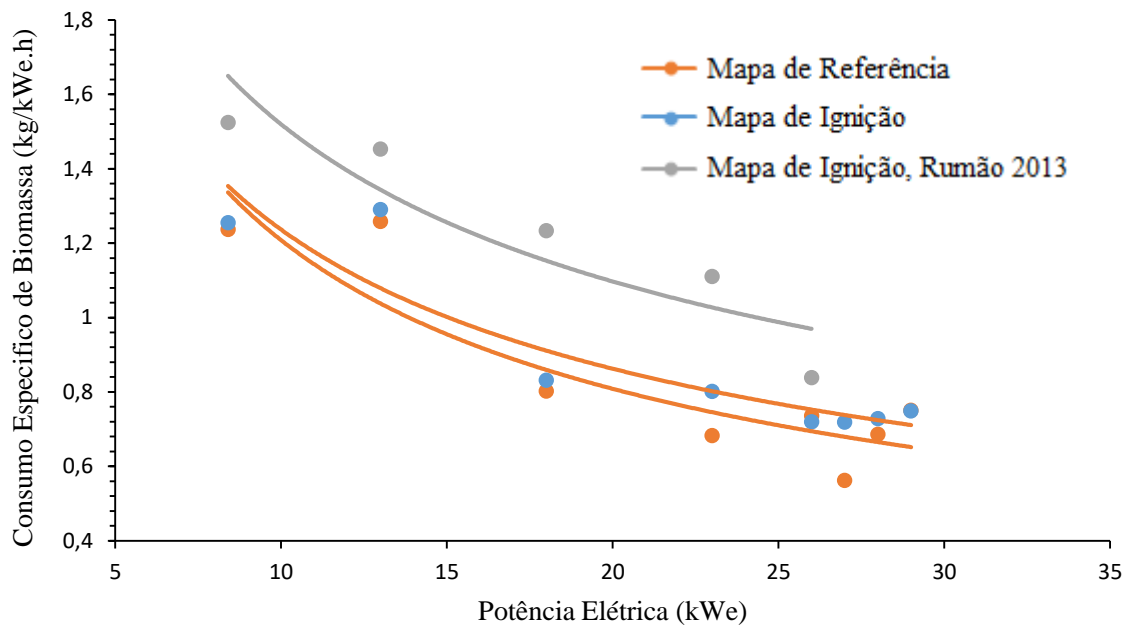


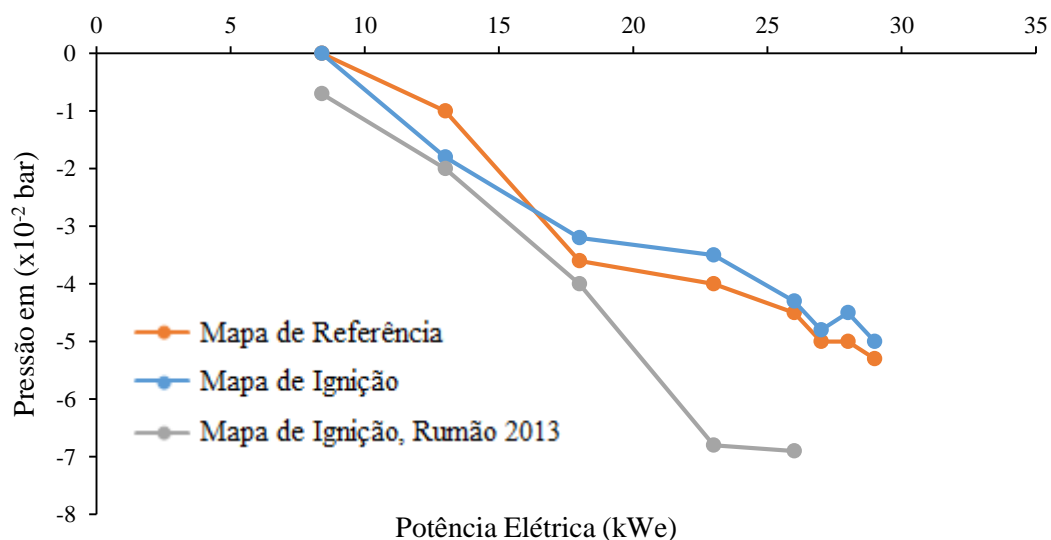
Tabela 5-9: Ângulo de Ignição para cada Potência no teste do Mapa de Ignição.

Potência Elétrica	Pressão (bar)	Ângulo de ignição
8,4	-0,5	12°
13	-0,38	12°
18	-0,28	12,8°
23	-0,18	14,2°
26	-0,12	8,8°
27	-0,11	7,9°
28	-0,1	7°
29	-0,09	7°

5.9.1 Pressão Relativa na Saída do Gás Pobre

Os dados de pressão relativa em relação à atmosfera após o teste do Mapa do Ignição, são mostrados no gráfico da Figura 5-12. Constata-se a proximidade entre os dados do mapa de referência e o mapa programado no FT 400. Em comparação as pressões determinadas a partir do mapa obtido através do estudo de RUMÃO (2013) até 18 kWe as diferenças não foram significativas, mas para potencias em torno de 23 e 26 kWe ocorreu diferenças de até 3×10^{-2} Bar. Novamente observa-se que a utilização do pulmão de gás e do isolamento térmico reduziram a sucção na linha de gás pobre.

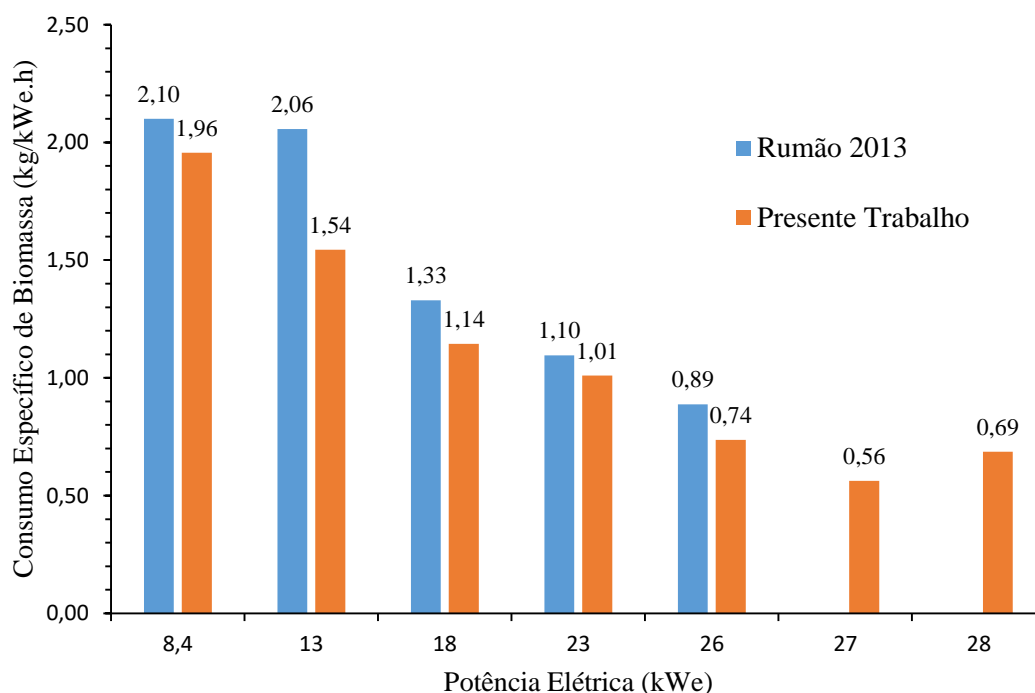
Figura 5-12: Pressão Relativa na saída da lavagem secundária.



5.10 ECONOMIA EM RELAÇÃO ÀQUELA OBTIDA POR RUMÃO, 2013

Para analisar a economia obtida com relação ao consumo de biomassa registrado nos testes de RUMÃO, 2013, comparou-se os dados para o ângulo de 9°, pois, como citado pelo autor, este ângulo foi o que permitiu maiores vantagens econômicas e melhores condições de funcionamento, quando todo intervalo de potência ensaiado é considerado. Na Figura 5-13 encontram-se os valores do consumo específico para as diferentes potências usadas nesse e no trabalho de RUMÃO, 2013, tomando-se por base o ângulo de 9°. Verifica-se que em todas as potências ocorreu redução no consumo, sendo na potência de 13 kWe aquela que produziu a maior diferença (0,512 kg/kW.h). Como os ângulos em ambos os trabalhos são iguais, constata-se, mais uma vez, a influência do isolamento térmico e do reservatório nessa melhoria do desempenho do sistema Gaseificador/GrupoGerador.

Figura 5-13:Consumo Especifico no ângulo de 9°.

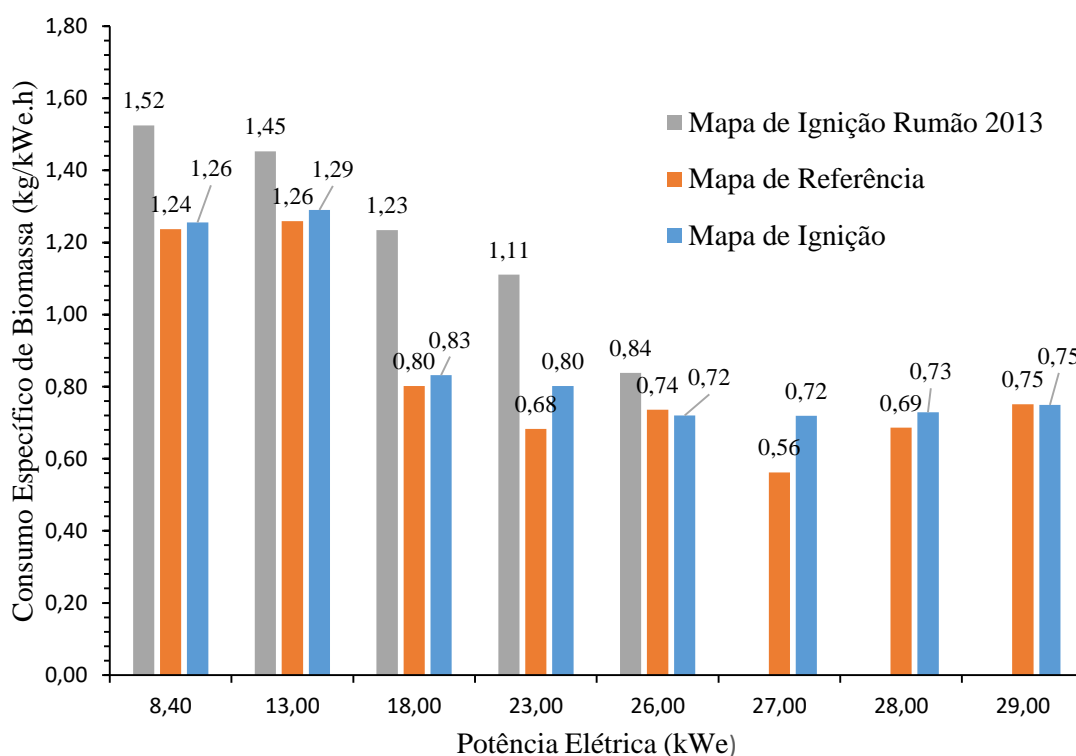


5.10.1 Economia Comparando-se os Mapas de Ignição

A Figura 5-14 corresponde ao gráfico em colunas do consumo específico de biomassa, projetado a partir do Mapa de Ignição, em termos das potências elétricas

geradas. Verifica-se, na Figura 5 -14 que entre o mapa de ignição de referência e o mapa programado no FT 400, as diferenças são mínimas, tendo um valor máximo de (0,16 kg/kWe.h) na potência de 27 kWe. Em relação ao Mapa de Ignição elaborado com os dados do trabalho de RUMÃO (2013), ocorreu economia em todos as potências elétricas, sendo a maior redução (0,40 kg/kWe.h) na potência de 18 kWe. Nota-se, também, naquele gráfico, uma aproximação dos consumos, à medida em que a energia elétrica solicitada ao gerador se torna maior. Como em RUMÃO (2013) o sistema de ignição não permite alterações do ângulo de avanço comparou-se, também os dados obtidos com o Mapa de Ignição no FT 400 e os resultados de RUMÃO 2013 no ângulo de 9°. Observando a Figura 5-13 e 5-14, nota-se que a maior redução (0,86 kg/kWe.h) ocorreu na potência de 8,4 kWe, onde o ângulo de ignição foi 12° para o mapa de Ignição.

Figura 5-14: Consumo Especifico de Biomassa Considerando o Mapa de Ignição

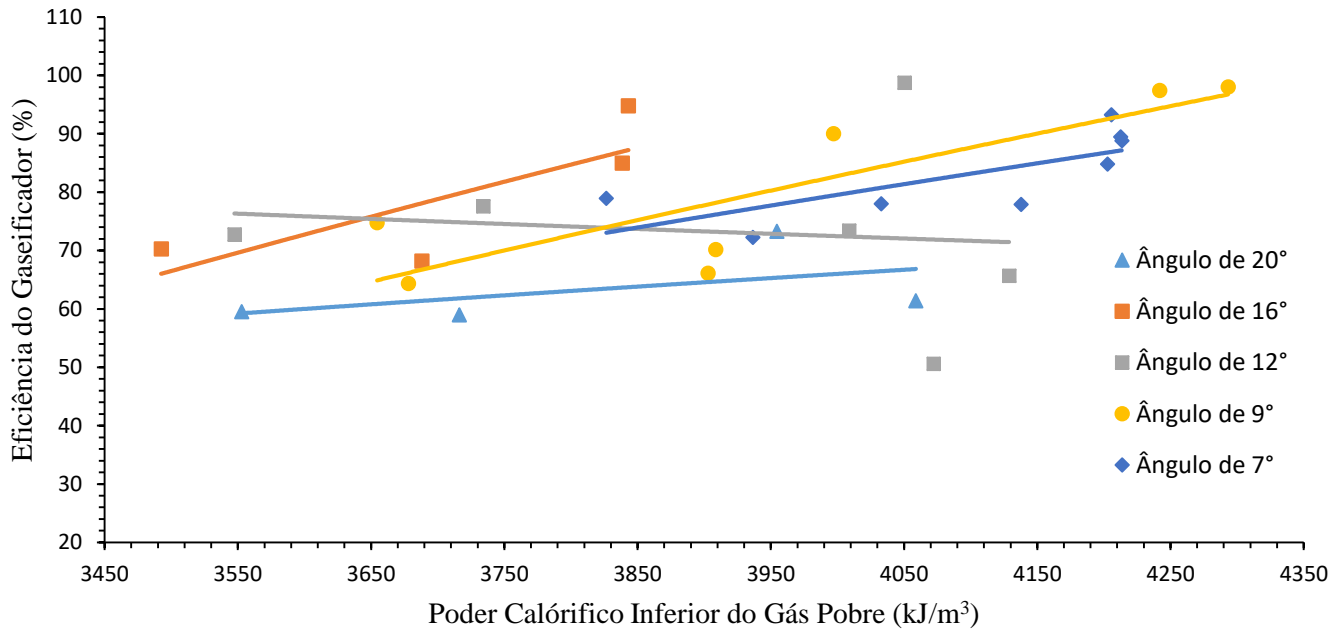


5.11 EFICIÊNCIA DO GASEIFICADOR DE BIOMASSA

A Figura 5-15 corresponde ao gráfico da eficiência do gaseificador em relação ao poder calorífico do gás pobre gerado, onde se verifica que a eficiência para todos os ângulos de ignição estudados ficou acima de 50%, alcançando até 98% com ângulo de 9°. Nota-se também que o maior poder calorífico do gás foi obtido nesse mesmo ângulo.

Segundo Cortez et al 2008, existem gaseificadores que podem atingir 98,8% de eficiência. RUMÃO (2013), cita que a maior eficiência encontrada para este gaseificador foi de 86%.

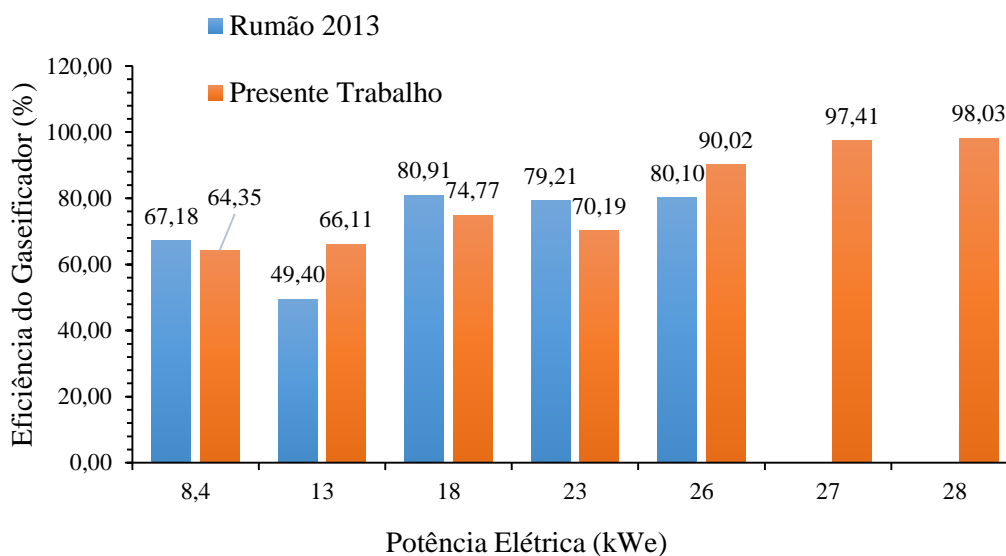
Figura 5-15: Eficiência do Gaseificador de Biomassa.



5.11.1 Comparações com as Eficiências encontradas por Rumão 2013

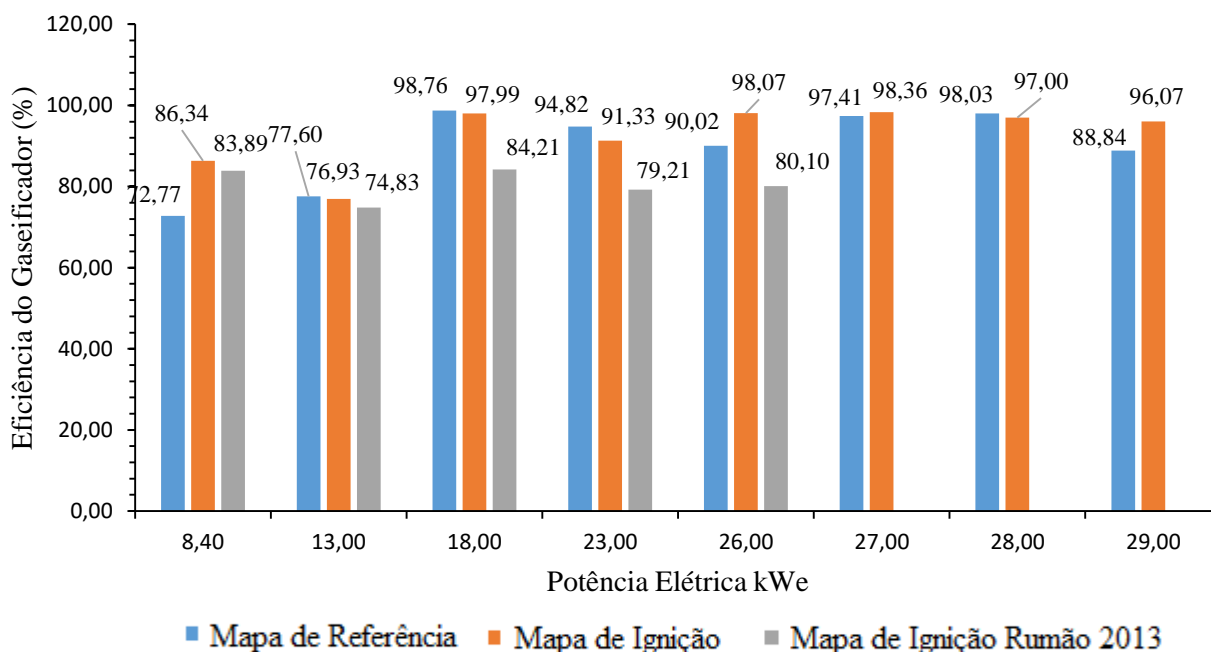
A Figura 5-16 reproduz o gráfico das eficiências encontradas por RUMÃO (2013) usando o ângulo de 9° e as eficiências determinadas neste trabalho para o mesmo ângulo. Percebe-se que em potências elétricas de 13 e 26 kWe as eficiências relacionadas com o presente trabalho foram maiores. Observa-se, contudo, que para as outras potências os resultados de RUMÃO (2013), apresentam maiores magnitudes.

Figura 5-16: Eficiências para Ângulo de Ignição de 9°.



Com relação à aplicação do Mapa de Ignição no FT 400, a Figura 5-17 exibe o gráfico em barras das eficiências do gaseificador. Nota-se no gráfico da Figura 5-17 a proximidade das eficiências do gaseificador do mapa de referência e do mapa programado no FT 400. A partir do Mapa obtido com os resultados de RUMÃO (2013) verifica-se que a eficiência nesse trabalho foi inferior em todas as potências alcançando até 18% na potência de 26 kWe em relação ao mapa de ignição neste trabalho.

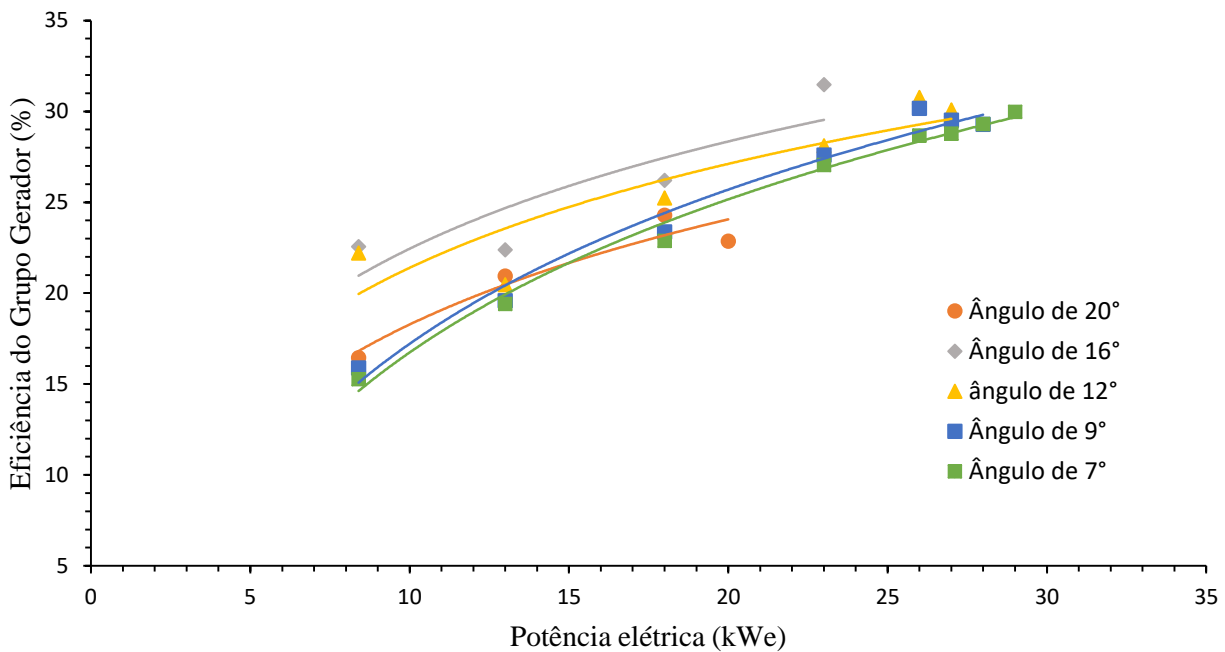
Figura 5-17: Eficiências do gaseificador considerando o Mapa de Ignição.



5.12 A EFICIÊNCIA DO GRUPO GERADOR

A Figura 5-18 mostra as curvas da eficiência do Grupo Gerador, Equação (4.5) em relação à potência elétrica produzida. A partir desta última figura se percebe que para o ângulo de ignição de 16° , as eficiências foram as maiores, quando se considerou a faixa de potência de 8,4 a 23kWe, chegando a 31%. Para os ângulos de 9° e 7° verifica-se uma proximidade das eficiências em todas as potencias estudadas. No ângulo de 12° as eficiências foram mais elevadas na faixa de 23 a 27kWe. A exceção do ângulo de 20° , observa-se uma função monótona com relação à eficiência associada, isto é, quando o ângulo diminui a eficiência também é reduzida.

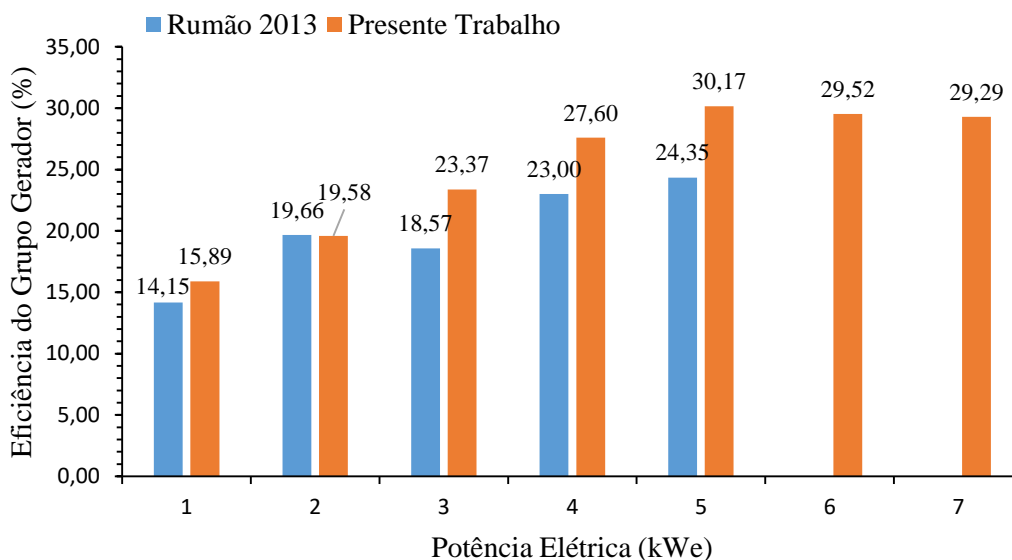
Figura 5-18: Eficiência do Grupo Gerador.



5.12.1 Comparações com as Eficiências do Grupo Gerador encontradas por Rumão 2013

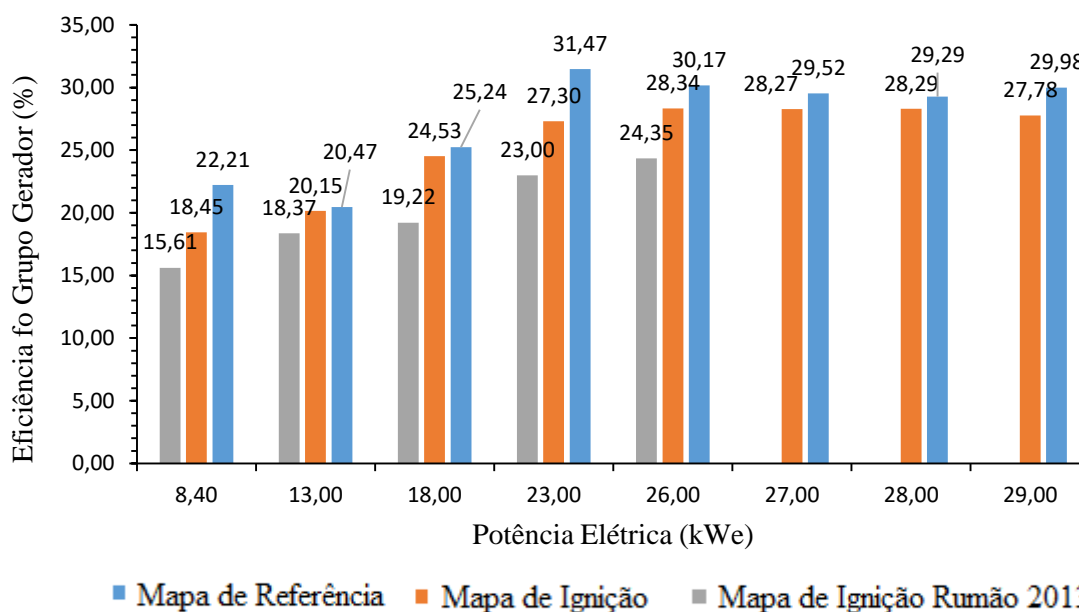
A Figura 5-19, expõe as eficiências determinadas para o Grupo Gerador, relacionadas com o ângulo de 9° determinadas neste trabalho e por RUMÃO (2013). Nota-se que nas potências elétricas de 8,4 e 13 kWe as eficiências de ambos os projetos são, praticamente, as mesmas. Naquelas mais elevadas as determinadas neste trabalho são maiores.

Figura 5-19: Eficiência do Grupo Gerador para o Ângulo de 9°.



Na Figura 5-20 encontra-se o gráfico em colunas de eficiência do grupo gerador com o uso do mapa de ignição. Observa-se que o mapa de referência teve eficiências do Grupo Gerador maiores em todas as potências estudadas. Em comparação ao Mapa obtido no estudo de RUMÃO (2013), os resultados deste trabalho ficaram acima, atingindo um aumento de 5,31% na potência de 18 kWe.

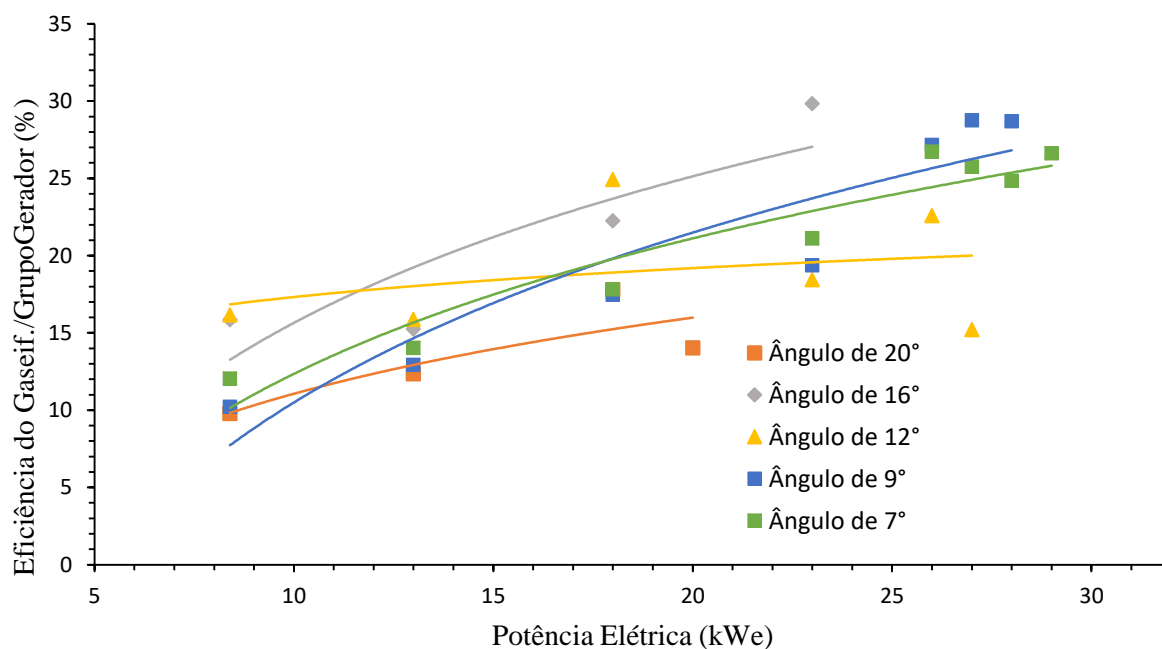
Figura 5-20: Eficiências do Grupo Gerador seguindo o Mapa de Ignição e Eficiências obtidas por Rumão 2013.



5.13 A EFICIÊNCIA DO SISTEMA GASEIFICADOR GRUPO GERADOR

A Figura 5-21 expõe as curvas de eficiências globais do sistema de geração de energia elétrica a partir da gaseificação de biomassa. A partir daquela figura constata-se que as maiores eficiências ocorreram com o ângulo de 12° entre as potências de 8,4 kWe e 18 kWe. No intervalo entre 18 e 23 kWe o ângulo que permitiu a maior eficiência foi de 16°. Em potências superiores a 23 kWe até 28 kWe, o avanço que proporcionou as melhores eficiências foi o de 9°.

Figura 5-21: Curvas da Eficiência do Gaseificador/GrupoGerador em relação à potência elétrica.



Com o auxílio da Figura 5-22 constata-se que a eficiência global do sistema teve a maior diferença, com relação à de RUMÃO, 2013 com o ângulo de 9°, tendo chegado a 8 %. Nas potências inferiores a 26 kWe, as eficiências globais deste trabalho foram levemente superior. Por outro lado, com o auxílio do mapa de ignição, o valor dessa eficiência global atingiu 8,3 % maior do que as determinadas por RUMÃO 2013, ver Figura 5-20 e 5-19. Considerando o mapa de ignição determinado a partir do estudo de RUMÃO (2013) observa-se na Figura 5-23 que nas potências de 8,4 e 13 kWe as diferenças entre o mapa programado no FT 400 foi de apenas 3 %, mas nas potências de 18, 23 e 26 kWe ficou em 8 %.

Figura 5-22: Eficiência do Grupo Gerador para o Ângulo de 9°.

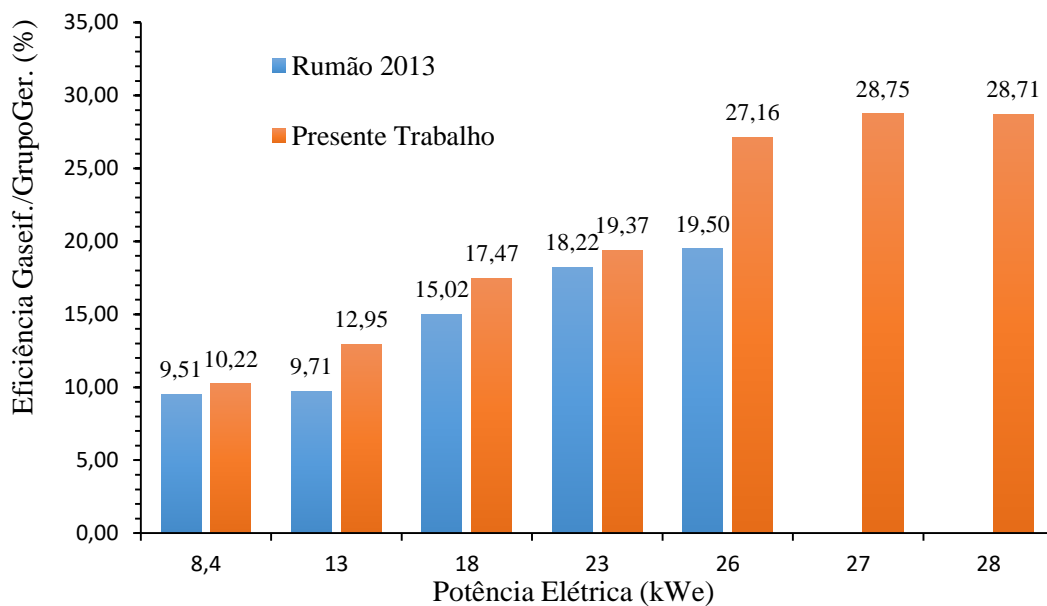
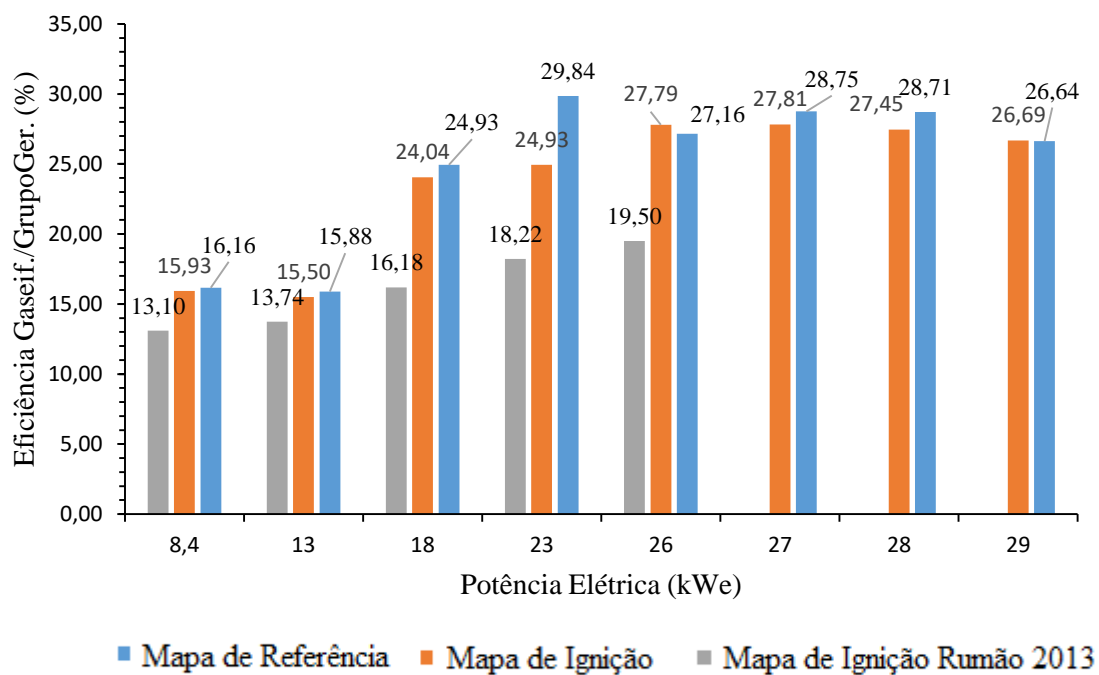


Figura 5-23: Eficiências do Gaseificador/Grupo Gerador seguindo o Mapa de Ignição e Eficiências obtidas por Rumão 2013.



CAPITULO VI

CONCLUSÃO

Pode-se constatar que houve uma preocupação nesse trabalho em se introduzir modificações no sistema gaseificador/grupo gerador, que podem ser consideradas de baixo nível tecnológico, bem como de tecnologia mais aprimorada. Pode ser inserida nessa primeira classificação o isolamento térmico da tubulação da alimentação de gás pobre do motor, com lã de rocha, bem como a decisão de se fazer a anexação de um reservatório para “armazenamento” do gás pobre. No primeiro caso conseguiu-se ampliar o rendimento térmico do sistema, uma vez que a energia dispensada no chiller estava sendo perdida ao longo do comprimento do tubo. Ao mesmo tempo, se garantiu que a massa específica do gás, antes de se combinar com o ar, fosse mais densa. Por outro lado, a incorporação de um “pulmão”, considerada de extrema simplicidade, aportou ao sistema extraordinários resultados, inclusive o de permitir dar maior dinâmica em tempo mais reduzido ao que se tinha, à partida da geração de potência, até que fosse atingida a potência motora máxima permitida. Adicionalmente, se garantiu que o filtro de manga não mais fosse encharcado com a água oriunda do sistema de lavagem dos gases, nos momentos em que havia a admissão do motor, em potências mais elevadas.

Sendo o teor de umidade e a massa específica parâmetros importantes, para o bom desempenho do gaseificador, observou-se, durante todos os ensaios que os valores desses parâmetros das diversas amostras utilizadas, permaneceram próximos aos de RUMÃO 2013, percebendo-se que, mesmo tendo sido empregado rejeitos de diferentes origens, o gás pobre produzido tem as mesmas características.

Nos três índices exigidos pelo Conama os valores medidos nos gases de escape do motor do sistema gaseificador/grupo gerador foram inferiores com uma margem de diferença aos limites estabelecidos, mostrando que o conjunto de geração de energia elétrica além de reduzir a quantidade de rejeitos de madeira causa ao meio ambiente um mínimo de poluição através dos gases de escape.

Por sua vez, a introdução do dispositivo FT 400 da Fueltech acoplado ao Spark Pro forneceu uma centelha de boa intensidade. Além do mais, deu condições de se dispor de maior controle da ignição. O ponto negativo desse sistema é não ter muita sensibilidade para com a abertura angular da borboleta: apenas a cada 10 % da abertura, é que se tem o controle da ignição. Todavia, o controle por MAP é mais fácil de ser realizado, tendo em vista que a resolução é mais adequada para motores com cargas variáveis, isto é, de 0,1 bar. O mapa de ignição deste trabalho, apesar de não ter ficado igual ao referencial (menor consumo na potência desejada), com o ângulo alterado no momento exato em que a pressão muda de -0,3 para -0,22 bar, permitiu adequada aproximação, pois, o processo de linearização da FT 400 fez com que nas pressões de -0,2 bar e 0 bar os ângulos passassem, de forma gradativa, por 16, 12, 9 e 7°. Esta linearização do FT 400 tornou a forma da curva de consumo de biomassa suave em relação à curva de referência. A implantação do controle de ignição com a mudança da pressão no coletor de admissão proporcionou uma redução do consumo de biomassa, em relação à um ângulo fixo de 0,86 kg/kWe.h.

Foi visto, ainda, que, embora, a eficiência do gaseificador de biomassa no ângulo de 9°, com as mudanças realizadas, estivesse para todas as potências alcançadas e ângulos estudados inferior aos resultados levantados por RUMÃO (2013), verificou-se que as eficiências determinadas para o sistema, formado pelo gaseificador/grupo gerador, foram, em todos os casos, superiores àquelas determinadas, em situações semelhantes por RUMÃO (2013). As razões para esses comportamentos decorrem das modificações efetuadas que melhoraram o poder calorífico do gás, e reduziram a aspiração do motor para igual potência. Por outro lado, beneficiaram o sistema como um todo, tendo em vista à solicitação de menor consumo de biomassa. Considerando o mapa de ignição todas as eficiências determinadas nesse trabalho ficaram acima das eficiências do estudo de RUMÃO (2013), alcançando valores acima de 18 % na eficiência do gaseificador, 5 % na eficiência do grupo gerador e 8 % no sistema global.

SUGESTÕES PARA OS PRÓXIMOS TRABALHOS

Com o objetivo de se ampliar a melhoria de resultados com o sistema Gaseificador/GrupoGerador, são sugeridos os seguintes temas para futuros trabalhos:

Observou-se durante os testes que o Spark Pro, componente de potência da Fueltech do tipo indutivo, tem manutenção realizada pela substituição do semiconductor SCR que normalmente queima se a corrente do cabo terra de potência for restrita por isolamento ou fixação ineficiente, o que aconteceu no presente trabalho. O emprego de um sistema por descarga capacitiva na ignição evitaria a manutenção com rompimento de componentes e poderia fornecer uma centelha de maior intensidade com uma resposta mais exata em comparação ao sistema indutivo, podendo-se então alcançar valores de potências elétricas e eficiências maiores.

Constatou-se, também, a necessidade de se melhorar o sistema de lavagem dos gases, pois, a sistemática atual não impede que frações do alcatrão venham a se depositar nas paredes do cilindro. Em consequência, deixando-se de operar o motor por cerca de três semanas, ocorre uma aderência entre algumas peças do motor, como cilindro e pistão, fixação do corpo da borboleta ao seu eixo, retenção das válvulas, etc., tornando-se necessário que se faça todo o completo desmonte das peças para que o motor volte a operar. Esse sistema de contenção de alcatrão, pode ser um filtro de carvão ativado conectado a tubulação entre o filtro de manga e a entrada de admissão do motor ou uma lavagem adicional do gás pobre.

Rejeitos de madeira possuem características próximas mesmo quando são de origens diferentes, no entanto a utilização de uma biomassa homogênea com maior massa específica e menor umidade pode elevar o poder calorífico do gás pobre. O endocarpo de coco da baía é um rejeito encontrado em grande quantidade em indústrias alimentícias, apresenta altos teores de lignina em sua composição, além de celulose e hemicelulose em quantidades menores, tendo um poder calorífico elevado em relação a outras biomassas. O uso do endocarpo de coco ou outro tipo de biomassa que tenha maior massa específica pode aumentar o poder calorífico do gás pobre elevando assim, a eficiência e a potência elétrica do sistema.

REFERÊNCIAS

ALVES, José Eustáquio Diniz. O Crescimento da Demanda de Energia no Mundo. Ecodebate: Cidadania e meio ambiente. 2012. Disponível em:<<https://www.ecodebate.com.br/2012/03/12/o-crescimento-da-demanda-de-energia-no-mundo-artigo-de-jose-eustaquio-diniz-alves/>>.

APOLINARIO, S. M. Geração de Eletricidade em Comunidades Isoladas na Região Amazônica Com a Utilização de Gaseificadores de Biomassa. Dissertação apresentada ao Programa interunidades de Pós-Graduação em Energia da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2006.

BANDEIRA, Daniele de Oliveira; RIBEIRO, Gilberto Kwitko; SANTOS, Mônica Caroline Manhaes dos; GOMES, Ubyrajara Nery Graça. Energia no Mundo: Matrizes Energéticas. Ministério de Minas e Energia. 2014.

CARVALHO, Márcio Augusto Sampaio de. Avaliação de um Motor de Combustão Interna Ciclo Otto Utilizando Diferentes Tipos de Combustíveis. Universidade Federal da Bahia. Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Industrial da Universidade Federal da Bahia, Salvador. 2011.

CENBIO. Estado da Arte da Gaseificação. São Paulo, 2008.

CORTEZ, Luís Augusto Barbosa; LORA, Electo Eduardo Silva; GÓMEZ, Edgardo Olivares. Biomassa Para Energia. Campinas, Editora da Unicamp. 2008.

DASAPPA, S., MUKUNDA, H. S., PAUL, P. J. et al. Biomass to Energy : The Science and Technology of the IISc Bio-energy systems. 1ed. Índia. ABETS. 2003.

FERRAZ, Fagner Barbosa. Análise de um Motor Diesel Turboalimentado Ottolizado Para Gás Natural. Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa. 2014.

IBGE. Características da População e dos Domicílios: Resultados do Universo. Censo 2010. Portal Brasil, 2011. Disponível em:<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/censo2010/caracteristicas_da_populacao/default_caracteristicas_da_populacao.shtm>.

KINTO, Oscar Tadashi; GALVÃO, Luiz Claudio Ribeiro; GRIMONI, Jose Aquiles Baeso; UDAETA, Miguel Edgar Morales. Energia da Gaseificação de Biomassa Como Opção Energética de Desenvolvimento Limpo. FEG/UNESP, Guaratinguetá. 2001. Disponível

em:<http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?pid=MSC0000000022002000100061&script=sci_arttext#back>.

LORA, Electo Eduardo Silva; VENTURINNI, Osvaldo José. BIOCOMBUSTÍVEIS. Editora Interciência. 1ª edição Volume 1. Rio de Janeiro, 2008.

MARTINS, Jorge. Livro - Motores de Combustão Interna. 3ª edição. Editora Publindústria, 2011.

MARTINS, Jorge. Motores de combustão interna. 2.ª ed. Porto, Publindústria. 2006.

MMA. Ministério do Meio Ambiente - Resoluções do CONAMA. DOU nº 226, de 26/11/2009, págs. 81-84. Disponível em:

< <http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=618>>

OLIVEIRA, Benilton Luis Nascimento de. Análise Energética e Exergética de um Motor Diesel Ottolizado Turboalimentado Operando com GLP em três Sistemas de Alimentação Distintos. Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 2012.

PAQUETE, Suzana. Qual o impacto ambiental da instalação de uma hidrelétrica? Rio de Janeiro, Editora Abril. 2015.

QUEIROGA, Bruno Leonardo Campêlo de. Conversão de um Motor a Diesel Turboalimentado para Etanol Hidratado: Considerações Técnicas e Comparações de Custo. Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa. 2012.

ROVERI, Gláucia R. Eficiência Energética Aplicada ao Projeto da Nova Fábrica de Motores da GM em Joinville. Relatório das Atividades das Câmaras Especializadas da FIESC. Federação das Indústrias do Estado de Santa Catarina- FIESC, Santa Catarina. 2014.

RUMÃO, A. S. ; OLIVEIRA, B. L. N. ; QUEIROGA, B. L. C. ; JAGUARIBE, E. F. ; BEZERRA, A. F. . Produção de Energia Elétrica a Partir de Resíduos de Madeira. ABCM-Associação Brasileira de Engenharia e Ciências dos Materiais. 2014.

RUMÃO, Adriano Sitônio. Geração De Potência e Energia Elétrica a Partir Da Gaseificação De Rejeitos De Biomassa. Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa. 2013.

SÁNCHEZ, C. G. Tecnologia da Gaseificação de Biomassa. São Paulo, Átomo. 2010.

SANTOS, Bruno de Oliveira. Implementação de Sistema de Ignição Mapeada em um Motor de Baixa Cilindrada. Trabalho de Conclusão do Curso de Tecnologia em Eletrônica Automotiva apresentado à Faculdade de Tecnologia de Santo André. Santo André. 2013.

SHURHAUS, Patric. Engenharia industrial da madeira: Produtos e propriedades energéticas da madeira. Centro Universitário de União da Vitória. 2007.

SIEMENS, V. AG Energy Sector Freyeselebenstrasse 1 91058 Erlangen, Germany.

SILVA, Marcelo J. Moreira da; RUGGERO, Paulo André. Efeitos da Utilização da Energia de Biomassa sobre o Meio-Ambiente: Gaseificação. UNICAMP. 2002. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em313/paginas/gaseif/gaseif.html>>.

SILVA, X., J. N., SOBRINHO, Cardoso, J., SAIKI, E. T., Utilização de Biomassa na Secagem de Produtos Agrícolas via Gaseificação com Combustão Adjacente dos Gases Produzidos. COMBEA. Salvador, BA. 2002.

SILVEIRA, Clóvis Eduardo Malinverni da. Princípios do Direito Ambiental: Articulações Teóricas e Aplicações Práticas. Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. Educs, 2013.

TREMEL, U. A., SPLIETHOFF, H. Gasification kinetics during entrained flow gasification – Part III: Modelling and optimisation of entrained flow gasifiers. Fuel 107 (2013) 170–182.

WEBNODE. As energias renováveis são o nosso futuro. Energias Renováveis. 2015. Disponível em: <<http://energiasalternativas.webnode.com.pt/energias-enovaveis/biomassa/>>.

