

CAMILA FONSECA CHAVES

**ANÁLISE TERMOENERGÉTICA DE UM GASEIFICADOR
DE BLOCOS DE MADEIRA PARA OPERAÇÃO DE
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE PEQUENA
POTÊNCIA**

DISSERTAÇÃO

BRAGANÇA
2020

CAMILA FONSECA CHAVES

ANÁLISE TERMOENERGÉTICA DE UM GASEIFICADOR
DE BLOCOS DE MADEIRA PARA OPERAÇÃO DE
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE PEQUENA
POTÊNCIA

Dissertação apresentada ao Programa de Dupla
Diplomação entre Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca e o
Instituto Politécnico de Bragança, como
requisito para a obtenção do título de Mestre
em Engenharia Industrial – Ramo de
Engenharia Mecânica.

Orientador: Luís Frólén Ribeiro

Co-orientador: Nestor Proenza

BRAGANÇA
2020

Dedico este trabalho a Deus, minha família e a todos os meus amigos que me ajudaram em realizar este sonho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, o autor da minha vida e que sem Ele nada seria possível, muito menos a minha existência.

Aos meus pais, Fernando Afonso e Wilma Leila, que por toda a minha vida sempre proveram o melhor que puderam para o meu sucesso, sem medir esforços.

Aos meus queridos irmãos, Caroline Fonseca e Fernando Fonseca, e também toda a família que sempre acreditou nos meus sonhos e me incentivou a conquistá-los.

Ao meu orientador Prof. Doutor Luís Frólén Ribeiro e co-orientador Prof. Doutor Nestor Proenza pela orientação e ensinamentos concedidos ao longo deste projeto.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ) - Campus Angra dos Reis e ao Instituto Politécnico de Bragança (IPB) pela oportunidade de participar do programa de Dupla Diplomação.

Aos meus amigos Gabriella, Eliel, Elienai, Karla, Victor, Alessandra, Jean, Stephanie, Lídia, Julliana, Wisley, Ana Carolina e Diogo que foram minha família neste tempo em Portugal, me consolando e alegrando com palavras e abraços tão valiosos.

Aos meus amigos, William, Luciane, Jair, Leila Kelly, Anderson Tuca, Larissa, Tamires e Bárbara que foram sustento em oração nos momentos difíceis e companheiros fiéis nas conquistas.

A todos de que alguma forma contribuíram para a realização deste sonho.

RESUMO

CHAVES, Camila Fonseca. ANÁLISE TERMOENERGÉTICA DE UM GASEIFICADOR BLOCOS DE MADEIRA PARA OPERAÇÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE PEQUENA POTÊNCIA. Dissertação – Programa de Dupla Diplomação, Centro Federal Tecnológico Celso Suckow da Fonseca, Campus Angra dos Reis -RJ, Instituto Politécnico de Bragança, Bragança, 2010.

Essa dissertação consiste na análise termoenergética um sistema de gaseificação de biomassa de blocos de madeira para alimentar com o syngas gerado dois sistemas, com dois diferentes tipos de motores de combustão interna: o motor RCX-210 da motobomba MRX-50 para o Sistema 1 e o motor de uma motocicleta Honda CG-125 Titan para o Sistema 2. Essa análise consistiu em aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica, obtendo como resultado do balanço energético a potência entregue no veio do motor do Sistema 1 valores entre 2,16 a 2,57 kW e para o motor do Sistema 2 valores entre 6,30 a 7,49 kW. Com a análise energética global teve-se para os dois sistemas uma eficiência de 22%, observando o quanto a biomassa foi eficientemente convertida para o funcionamento do sistema. Aplicou-se também a Segunda Lei da Termodinâmica identificando as magnitudes de ineficiências do sistema através da análise do desempenho exergetica, com valores de irreversibilidades para o motor do Sistema 1 entre 1,30 a 1,54 kW e para o motor do Sistema 2 valores entre 4,82 a 4,55 kW. Por fim, encontrou-se uma eficiência exergetica global de 40% para ambos os sistemas.

O gaseificador utilizado foi o modelo downdraft, um modelo considerado ideal para a biomassa de resíduo florestal, apresentando um teor de alcatrão reduzido e um gás mais limpo para a operação. Embora considerada uma tecnologia madura, a gaseificação ainda encontra desafios como uma perda aproximada em 30% da potência entregue ao veio do motor quando alimentado com syngas. Porém existem um potencial quando instalado em comunidades isoladas, onde o acesso a combustíveis derivado do petróleo é difícil, mas há abundância de biomassa residual.

Palavras-chave: Termoenergética, biomassa de madeira, gaseificação, eficiência, gaseificador downdraft

ABSTRACT

CHAVES, Camila Fonseca. ANÁLISE TERMOENERÉTICA DE GASEIFICADOR DE BLOCOS DE MADEIRA PARA OPERAÇÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE PEQUENA POTÊNCIA. Dissertation – Programa de Dupla Diplomação, Centro Federal Tecnológico Celso Suckow da Fonseca, Campus Angra dos Reis -RJ, Instituto Politécnico de Bragança, Bragança, 2010.

This dissertation consists of a thermoenergetic analysis of a biomass gasification system of wooden blocks to feed the syngas generated two systems, with two different types of internal combustion engines: the RCX-210 engine of the MRX-50 motor pump for System 1 and the engine of a Honda CG-125 Titan motorcycle for System 2. This analysis consisted of applying the First Law of Thermodynamics, obtaining as a result of the energy balance the power delivered in the shaft of the System 1 engine values between 2.16 to 2,57 kW and for the System 2 engine values between 6.30 to 7.49 kW. With the global energy analysis, an efficiency of 22% was obtained for both systems, observing how much biomass was efficiently converted for the functioning of the system. The Second Law of Thermodynamics was also applied, identifying the magnitudes of system inefficiencies through the analysis of exergetic performance, with irreversibility values for the System 1 engine between 1.30 to 1.54 kW and for the System 2 engine. between 4.82 to 4.55 kW. Finally, an overall exergetic efficiency of 40% was found for both systems.

The gasifier used was the downdraft model, a model considered ideal for forest waste biomass, with a reduced tar content and a cleaner gas for the operation. Although considered a mature technology, gasification still faces challenges such as an approximate loss of 30% of the power delivered to the engine shaft when fed with syngas. However, there is potential when installed in isolated communities, where access to petroleum-based fuels is difficult, but there is an abundance of residual biomass.

Keywords: Thermoenergetics, wood biomass, gasification, efficiency, downdraft gasifier

ÍNDICE

LISTA DE TABELA	
LISTA DE FIGURA	
1.INTRODUÇÃO	1
1.1Organização do Texto.....	3
2.ESTADO DA ARTE E FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	4
2.1Estado da Arte.....	4
2.2Fundamentos Teóricos.....	9
2.2.1Biomassa	9
2.2.1.1Caracterização dos Recursos da Biomassa de Madeira.....	10
2.2.1.2Processos Básicos da Conversão da Biomassa de Madeira.....	12
2.2.2Gaseificação.....	14
2.2.2.1Etapas da Gaseificação.....	14
2.2.2.2Classificações dos Gaseificadores.....	16
2.2.2.3Gaseificador Concorrente ou Downdraft.....	19
2.2.3Análise energética	20
2.2.3.1Primeira Lei da Termodinâmica	20
2.2.3.2Balanço Energético	21
2.2.3.3Eficiência	25
2.2.4Exergia: potencial de trabalho da energia	25
2.2.4.1Exergia específica de um sistema aberto com taxa de massa	26
2.2.4.2Exergia do trabalho	27
2.2.4.3Exergia do Calor	27
2.2.4.4Balanço Exergético	28
3.MATERIAIS E MÉTODOS	29
3.1Gaseificador de Leito Fixo de Fluxo Descendente.....	30
3.2Permutador de Calor.....	32
3.2.1Permutador Gás/Água	32
3.2.2Permutador Gás/Ar	33
3.3Filtro de Serragem de Madeira	33
3.4Motores	34
3.5Fluxograma	36
4.RESULTADOS E DISCUSSÃO	38
4.1Balanço Energético dos Sistemas 1 e 2	38

4.1.1	Balço de Energia do Gaseificador	39
4.1.1.1	Caudal Volúmico de Syngas.....	40
4.1.1.2	Caudal Mássico de Biomassa de Madeira	40
4.1.1.3	Caudal Mássico de Ar	41
4.1.1.4	Resultados do Balço de Energia do Gaseificador	43
4.1.2	Balço de Energia dos Permutadores	44
4.1.2.1	Caudal Mássico de Syngas	44
4.1.2.2	Resultado do Balço de Energia dos Permutadores.....	46
4.1.3	Balço De Energia Do Motor	47
4.1.4	Balço Energético e Eficiência Energética Global	48
4.2	Balço Exergético para os Sistemas 1 e 2	49
4.2.1	Balço De Exergia Do Gaseificador	49
4.2.2	Balço de Exergia dos Permutadores	51
4.2.3	Balço de Exergia do Motor	53
4.2.4	Balço Exergético e Eficiência Exergética Global.....	54
4.3	Diagrama de Sankey.....	55
4.3.1	Diagrama de Sankey da Análise Energética	56
4.3.2	Diagrama de Sankey da Análise Exergética.....	57
4.4	Discussão	57
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	60
5.1	Conclusões	60
5.2	Trabalhos Futuros	61
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62

LISTA DE TABELA

Tabela 1 - Valores da variação das eficiências energéticas e exergéticas para casos de gaseificação de biomassa.....	8
Tabela 2 - Características técnicas de diferentes tipos de biomassa em base seca	11
Tabela 3 - Propriedades dos motores da motobomba Campeon MRX-50 e da motocicleta Honda CG-125 Titan	35
Tabela 4 - Percentual das Potências de Saída de um motor a gasolina.....	35
Tabela 5 - Propriedades e vazão volumétrica de syngas para os sistemas 1 e 2.....	40
Tabela 6 - Propriedades e caudal mássico de biomassa de madeira para os sistemas 1 e 2.....	41
Tabela 7 - Composição elementar da biomassa de eucalipto e respetivo volume de ar estequiométrico para combustão	42
Tabela 8 - Propriedades e caudal mássico de ar para os sistemas 1 e 2.....	42
Tabela 9 - Propriedades e potência térmica da taxa de ar no gaseificador para os sistemas 1 e 2	43
Tabela 10 - Balanço de energia do gaseificador	43
Tabela 11 - Tabela dos elementos gasosos que compõem o syngas e respectiva percentagem volumétrica e mássica	45
Tabela 12 - Propriedades dos gases que compõem o syngas a 673K	45
Tabela 13 - Propriedades e resultados do caudal mássico para o sistema 1 e 2.....	46
Tabela 14 - Perda de potência térmica nos permutadores do sistema 1 e 2.....	46
Tabela 15 - Balanço de energia do motor	48
Tabela 16 - Eficiência energética global	48
Tabela 17 - Resultados para irreversibilidade do gaseificador	50
Tabela 18 - Eficiência exergética do gaseificador	50
Tabela 19 - Resultados para irreversibilidades do permutador dos sistemas 1 e 2.....	52
Tabela 20 - Eficiência exergética do permutador para os sistemas 1 e 2.....	52
Tabela 21 - Resultados para irreversibilidade do motor	53
Tabela 22 - Eficiência exergética do motor	54
Tabela 23 - Eficiência exergética global.....	55

LISTA DE FIGURA

Figura 1 - Processos de conversão energética da biomassa	12
Figura 2 - (a) Contracorrente, (b) Concorrente, (c) Fluxo cruzado e (d) Leito fluidizado. 18	
Figura 3 - Gaseificador Downdraft e gráfico de temperatura das zonas de reação	19
Figura 4 - (1) Gaseificador, (2) Permutador de Calor: Gás/Água, (3) Filtro de Serragem de Madeira, (4) Motor 4 Tempos a Gasolina, (5) Bomba D'Água, (6) Motobomba	29
Figura 5 - (1) Gaseificador, (2) Permutador de Calor: Gás/Gás, (3) Filtro de Serragem de Madeira, (4) Motor da Motocicleta	29
Figura 6 - Protótipo do sistema de gaseificação para abastecer com syngas o motor da motobomba Campeon MRX-50: a) gaseificador; b) permutador a água; c) filtro	30
Figura 7 - Desenho em corte do gaseificador downdraft com respectivas zonas de reação	31
Figura 8 - Representação do permutador gás/água com as taxas de entrada e saída do syngas	32
Figura 9 - Representação do permutador gás/gás com as taxas de entrada e saída do syngas	33
Figura 10 - Esquema do filtro de serragem de madeira com as taxas de entrada e saída do syngas	34
Figura 11 - Equipamentos a serem abastecidos pelo gaseificador: (a) Motobomba Campeon MRX-50, (b) Motor de uma CG-125 Titan.	35
Figura 12 - Fluxograma com a ordem da realização das análises	36
Figura 13 - (a) Balanço energético do sistema 1, (b) Balanço energético do sistema 2.....	38
Figura 14 - Volume de controlo da análise energética do gaseificador para o sistema 1 e 2	39
Figura 15 - Volume de controlo da análise energética do permutador para o sistema 1 e 2	44
Figura 16 - Volume de controlo da análise energética para os motores do sistema 1 e 2... 47	
Figura 17 - Volume de controlo da análise exérgica do gaseificador para os sistemas 1 e 2	49
Figura 18 - Volume de controlo da análise exérgica do permutador para os sistemas 1 e 2	51
Figura 19 - Volume de controlo da análise exérgica para os motores do sistema 1 e 2... 53	
Figura 20 - Diagrama de Sankey da taxa energética	56
Figura 21 - Diagrama de Sankey da taxa exérgica	57

Lista de Abreviações

A	Cinzas
ASTM	Standard Test Methods for Analysis
BIG/GT	Biomass Integrated Gasification - Gas Turbine
F	Carbono Fixo
IPB	Instituto Politécnico de Bragança
LTM	Laboratório de Tecnologia Mecânica
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
V	Materiais Voláteis
VA	Volume de Ar

Símbolos Gregos	Descrição	Unidades
Δ	Varição	[-]
ε	Exergia por unidade de massa transportada	[kJ/kg]
ε	Exergia total transportada	[kJ]
$\dot{\varepsilon}$	Taxa de Exergia total transportada por unidade de tempo	[kW]
H	Eficiência Energética	[%]
P	Massa Volúmica	[kg/m ³]
ψ	Eficiência Exergética	[%]
ω	Humidade absoluta	[kg _{água} /kg _{material seco}]

Símbolos Latinos	Descrição	Unidades
A	Área de seção reta da transferência de calor	$[m^2]$
c	Cilindrada ou Volume Varrido	$[m^3]$
c_p	Calor Específico	$[J/(kg \cdot K)]$
C	Carbono	$[-]$
E	Energia total transportada	$[kJ]$
\dot{E}	Potência total transportada por unidade de tempo	$[kW]$
h	Entalpia Específica	$[kJ/kg]$
H	Hidrogênio	$[-]$
\dot{I}	Irreversibilidade por unidade de tempo	$[kW]$
k	Coefficiente de condutividade térmica	$[W/(m \cdot K)]$
L	Comprimento da superfície da transferência de calor	$[m]$
m	Massa	$[kg]$
\dot{m}	Caudal Mássico	$[kg/s]$
N	Nitrogênio	$[-]$
N	Velocidade angular do motor	$[rot/s]$
O	Oxigênio	$[-]$
Q	Calor	$[kJ]$
\dot{Q}	Potência Térmica	$[kW]$
s	Entropia específica	$[kJ/(kg \cdot K)]$
\dot{S}	Taxa de Entropia por unidade de tempo	$[kW/K]$
S	Enxofre	$[-]$
t	Tempo	$[s]$
T	Temperatura	$[K]$
\mathcal{T}	Número de tempos do ciclo	$[-]$
U	Energia Interna	$[kJ]$
\dot{V}	Caudal Volúmico	$[m^3/s]$
W	Trabalho	$[kJ]$
\dot{W}	Potência Mecânica	$[kW]$

Subscritos

Descrição

<i>ar</i>	Ar
<i>arref</i>	Arrefecimento
<i>b</i>	Biomassa (Madeira)
<i>c</i>	Cinética
<i>comb</i>	Combustível
<i>conv</i>	Convecção
<i>e</i>	Entrada
<i>ef</i>	Escoamento de um fluido
<i>f</i>	Física
<i>g</i>	Gaseificador
<i>ge</i>	Gases de Escape
<i>ger</i>	Gerada
<i>G</i>	Global
<i>m</i>	Massa
<i>M</i>	Motor
<i>p</i>	Potencial
<i>P</i>	Permutador
<i>q</i>	Química
<i>Q</i>	Calor
<i>s</i>	Saída
<i>sy</i>	Syngas
<i>t</i>	De Trabalho
<i>x</i>	Eixo
<i>W</i>	Trabalho
0	Estado Ambiente
1	Referente ao Gaseificador
2	Referente ao Permutador
3	Referente ao Motor

1. INTRODUÇÃO

Aplicou-se uma análise energética e exergética respetivamente num protótipo funcional demonstrativo de um sistema de gaseificação de blocos de madeira. A construção do protótipo do gaseificador foi feita no Laboratório de Tecnologia Mecânica (LTM) do Instituto Politécnico de Bragança (IPB) pelos alunos Daniel de Sousa Lemos e Licínio Fontes, de julho a novembro de 2019. Esse protótipo foi dimensionado e construído para abastecer com syngas dois modelos de motores de combustão interna a 4 tempos: o motor RCX-210 da motobomba MRX-50 e o motor de uma motocicleta Honda CG-125 Titan.

O gaseificador projetado utiliza a dendroenergia como combustível da gaseificação. A dendroenergia refere-se ao uso de biomassas florestais, como no caso deste trabalho, a biomassa utilizada são blocos de madeira, sendo esta uma fonte energética de elevada disponibilidade e caracteriza-se por corresponder a uma emissão de CO₂ neutra: o carbono que é emitido durante a queima é compensado pelo carbono absorvido durante o crescimento da biomassa florestal.

Apesar da gaseificação ser uma tecnologia antiga e muito conhecida, ainda se encontram desafios para a sua aplicação. Um deles é o decréscimo na eficiência dos equipamentos que utilizam o syngas produzido na gaseificação em relação a combustíveis tradicionais, como por exemplo a gasolina. As principais razões dessa quebra de potência decorrem das perdas no valor de aquecimento da mistura de syngas e ar que entra no motor durante cada ciclo de combustão, sendo a desvalorização da potência dos motores observada de aproximadamente 30% [1-4].

Sabe-se que para o aumento da utilização de uma tecnologia, seja ela antiga ou nova, é necessário que esta seja mais eficiente, tenha uma fácil disponibilidade do recurso e seja, comparativamente, preferida às tradicionais utilizadas, conforme as condições regionais e operacionais. Com isso, o uso da tecnologia de gaseificação de biomassa pode ser favorável quando aplicada à zonas rurais e isoladas, onde não tem um acesso rápido à postos de abastecimento com combustíveis derivados do petróleo, mas o local é favorecido com uma abundância da matéria prima de madeira

disponível para o uso da tecnologia, proporcionando uma rapidez na produção do syngas e também diminuindo os custos, tanto na compra do combustível tradicional derivado do petróleo como no seu transporte para o local de uso.

Com isso, aplicou-se uma análise energética em cada um dos sistemas e seus respectivos modelos de motores. Calculou-se a potência térmica na entrada do gaseificador através do caudal volúmico e Poder Calorífico Inferior (PCI) da madeira, também obtendo a potência na saída do gaseificador através do caudal do syngas produzido e seu respectivo PCI. Após obtido esses valores, aplicou-se o balanço de energia no gaseificador, considerando uma eficiência de 70% para se determinar qual a potência térmica perdida nas paredes do reator. Calculou-se a potência entregue ao veio do motor de cada sistema através do balanço de energia, considerando como base para valores de entrada o caudal de syngas e seu respectivo PCI e para saída considerou-se as perdas percentuais por condução, arrefecimento e gases de escape na mesma proporção quando o motor é suprido com gasolina. Com isso realizou-se uma comparação dos valores encontrados, identificando a variação entre os dois modelos. Aplicou-se também uma análise energética, considerando como a dado de entrada de cada sistema a potência térmica proveniente da biomassa e como saída o valor de potência mecânica obtido no veio de cada motor. Foi determinado assim a potência global do sistema e apresentou-se um Diagrama de Sankey para visualização da taxa de energia.

Também se efetuou uma análise exérgica a fim de se verificar o potencial de trabalho útil de cada sistema, onde através do balanço exérgico efetuado para ambos os sistemas foram identificados as irreversibilidades. Calculou-se a eficiência exérgica para os dois sistemas. Com isso, foi possível quantificar as possíveis perdas. Aplicou-se os resultados no Diagrama de Sankey para visualização da taxa de exergia.

1.1 Organização do Texto

Esta dissertação está dividida em 5 capítulos.

O primeiro capítulo contém uma breve introdução ao presente trabalho, seu enquadramento, justificativa e objetivos.

O segundo capítulo consiste no estado da arte contextualizando com os resultados encontrados de análises energéticas e exergéticas realizadas em gaseificadores de biomassa, como também a fundamentação teórica da biomassa, tecnologia de gaseificação e principais modelos, além da abordagem da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

O terceiro capítulo apresenta os materiais e métodos, com a demonstração dos sistemas e seus respectivos componentes.

O quarto capítulo contém os resultados e discussão das análises energéticas e exergéticas realizadas nos dois sistemas apresentados, contendo para cada sistema o balanço energético do gaseificador, permutador e motor e a eficiência energética global. Além disso, apresentou-se um balanço exergético do gaseificador, permutador e motor de cada sistema, como eficiência exergética global. Construiu-se o Diagrama de Sankey para a análise energética e exergética apresentadas.

Por fim, o quinto capítulo contém a conclusão desta dissertação, juntamente com algumas propostas de trabalhos futuros.

2. ESTADO DA ARTE E FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Estado da Arte

O conhecimento das limitações em relação ao acesso dos combustíveis líquidos oriundos do petróleo usado em motores de combustão interna para geração de potência mecânica, levou os engenheiros a propor várias soluções, como o uso de fontes para conversão de energia de forma alternativa. O syngas é um combustível gasoso gerado a partir da gaseificação de resíduos sólidos, como a madeira por exemplo, que pode ser usado como combustível substituto ou complementar em motores convencionais de combustão interna. Estudos anteriores mostraram que a principal desvantagem da combustão do syngas é a quebra da eficiência do motor quando comparado com a operação de gasolina ou gás natural.

Segundo Beenackers (1999), Bridgwater (2003) e Kirubakaran (2009), os gaseificadores de biomassa, acoplados a motores de combustão interna são uma atraente tecnologia viável para geração de calor e eletricidade em pequena escala, considerada uma tecnologia madura. Segundo Bridgwater (1999), a geração de eletricidade em pequena escala usando a gaseificação de biomassa está atraindo crescente interesse como uma maneira de fornecer energia elétrica a lugares remotos usando combustíveis renováveis locais. Um benefício adicional desse mecanismo é a possibilidade de utilização de vários resíduos industriais e agricultura locais, com uma considerável redução de emissão de CO₂ [5-8].

Lapuerta (2008) confirmou que as propriedades de combustão do syngas, como seu PCI, período de auto-ignição e o tempo típico de ignição por faísca geralmente são inferiores às dos combustíveis convencionais, como gasolina e gás natural, e com isso, tem-se uma redução na eficiência na potência entregue no motor. O valor teórico da redução, quando um motor é operado com syngas, é de cerca de 30%. No entanto, uma análise termodinâmica demonstrou que um valor menor de desvalorização da potência no nível de 15 a 20% poderia ser alcançado se o syngas fosse usado em motores com uma taxa de compressão mais elevada. No entanto,

estes valores são satisfatórios para que esse syngas seja usado como combustível alternativo em motores de combustão interna [9].

Martínez (2012) verificou que o gaseificador downdraft tem vantagem de alcançar uma maior eficiência de conversão com baixa taxa de geração de alcatrão e material particulado. Porém alguns parâmetros como o tamanho de partícula, o teor de humidade da matéria-prima de biomassa e a razão de equivalência ar/combustível usada no processo de gaseificação, quando não bem estipulados, interferem com uma perda de qualidade do syngas [10].

Akbar Salehi (2019) aplicou uma análise termodinâmica num sistema de célula de combustível de carbono fundido alimentado por syngas proveniente de um gaseificador de biomassa integrado a um motor Stirling e ao Ciclo Rankine Orgânico (ORC), a fim de se investigar os resultados dos pontos de vista energético e exergético e, assim, permitir a comparação com o sistema quando operado sem a utilização do syngas. Verificou-se que com a utilização do syngas produzino no gaseificador, um valor máximo da eficiência exergética de 50,18%, e um aumento de 28,40% da eficiência exergética quando não se utiliza o syngas como cocombustível [11].

D. Venugopal (2019) realizou uma simulação de um sistema de gaseificação de biomassa, utilizando como apoio o software FACTSAGE 6.3 para cálculo da composição do gás. Como resultado, mostrou-se uma variação da eficiência energética calculada com valores na faixa de 25,19-70,71% e, do mesmo modo, uma variação nos resultados da eficiência exergética também foram encontrados, com valores na faixa de 23,11-62,24%. Pode concluir-se em suas análises que esta variação estava diretamente relacionada com as variações da temperatura da gaseificação que com o aumento da temperatura, aumentou a eficiência energética e exergética [12].

Darmawan (2018) propôs um estudo num sistema de cogeração que utiliza o licor preto para co-produzir eletricidade e H₂. O sistema compreende principalmente na secagem do licor preto, gaseificação em leito fluidizado circulante, looping

químico de syngas e por fim na transformação de eletricidade. Avaliou-se diferentes proporções de vapor de água para combustível sólido introduzidos no processo de gaseificação com a consideração de se manter a temperatura de 800°C durante a gaseificação, concluindo que é necessária uma relação de vapor/combustível mais elevada significando uma quantidade maior de ar necessária para proporcionar mais calor no reator. Pode-se perceber nisso uma maior concentração de CO₂ e também uma diminuição da eficiência da gaseificação, que conseqüentemente influenciou na qualidade do syngas produzido. Com a análise termodinâmica, pode-se concluir que para o aumento das proporções de vapor/combustível de 0,1 para 0,8, houve uma diminuição significativa da eficiência energética total de 69,16% para 56,74% [13].

De acordo com O.J. Ogorure (2018), a análise energética e exergética foram aplicadas numa central eletroprodutora de energia múltipla integrada a gaseificação de biomassa. Tais análises mostraram uma potência líquida da central de 5.226 MW, com uma eficiência energética de 63,62% e uma eficiência exergética de 58,46%. O local de maior taxa de destruição exergética foi na câmara de combustão, obtendo 15% de exergia total destruída. O autor concluiu que a energia gerada nessa central satisfaz os requisitos para atender a fazenda local com um excesso de 4.826 MW disponível para atender a comunidade local, onde o fornecimento de eletricidade é reduzido [14].

Os processos de gaseificação de linhita e gaseificação de linhita com misturas de resíduos de madeira foram investigados em um gaseificador de pequena escala (10 kWe), tendo o agente de gaseificação o ar. Vimal R. Patel (2017) teve como um dos objetivos avaliar se a introdução de resíduos de madeira poderia proporcionar uma melhoria no valor do PCI do syngas. A eficiência do gaseificador foi verificada com base nos valores da taxa de consumo de combustível e composição do gás. A Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica foram aplicados e então realizados os balanços de massa e energia da gaseificação de linhita e de linhita com mistura de resíduos de madeira. A eficiência energética, a eficiência exergética, o PCI do syngas e a produção de syngas aumentaram respetivamente 8,92%, 11,66%, 6,31% e 9,33% [15].

Em 2017, Ming Liu desenvolveu uma interessante análise exergética numa central de biomassa de 12 MW onde concluiu que a humidade presente na biomassa é responsável por aproximadamente 50% da destruição da exergia no processo, e que com a aplicação da pré-secagem da biomassa teria um aumento percentual na eficiência exergética da central de até 3,16 durante o processo, concluindo que tal solução é um método eficiente de recuperação de exergia, sem considerar os custos associados [16].

Uma simulação através da ferramenta Aspen Plus do processo da gaseificação da biomassa realizada por Parvez (2016) mostrou que a razão ótima de $\text{CO}_2/\text{Biomassa}$ é de 0,25 e que a temperatura de gaseificação ideal é em 900°C , sendo esta com um impacto mais significativo na eficiência energética e exergética com a utilização do syngas [17].

S. Rupesh (2016) desenvolveu uma análise energética e exergética nos processos de gaseificação utilizando diferentes biomassas. Em paralelo, analisou a influência das diferentes temperaturas, razão de vapor/biomassa e razão de equivalência utilizadas em cada caso nos resultados de eficiência, onde a serração de madeira foi a biomassa que apresentou os maiores resultados de eficiência energética e exergética de respetivamente 35,62% e 36,98%. Rupesh também pode concluir que quanto menor o teor de cinzas e maior o teor de carbono, maior são os resultados para as eficiências energética e exergética [18].

Uma simulação através da ferramenta Aspen Plus 7.2 foi empregada num sistema de gaseificação de biomassa de casca de arroz, onde os resultados mostram que com uma alimentação de 205,35 kg de casca de arroz/hora obtém-se uma eficiência energética global é de 69,38%. Contudo Segundo W. Paengjuntuek (2015) notou que poderiam utilizar métodos para aumentar a eficiência energética através da recuperação do calor residual e vapor não utilizados [19].

Y. Wu (2014) observou que ao utilizar análises com algumas razões de vapor/biomassa, e temperaturas de pré-aquecimento do agente gaseificador, um valor máximo de eficiência energética no gaseificador de 81,5%, quando a temperatura de

pré-aquecimento é de 1150 °C e a eficiência máxima de exergia é de aproximadamente 76,2% quando o agente gaseificador é pré-aquecido a 1350 °C [20].

Y. Zhang (2011), estudou o caso da gaseificação de biomassa com ar em gaseificadores autotérmicos e comparou com outro combustível de aspeto termodinâmico. As eficiências de energética e exérgica da gaseificação de biomassa se encontraram, respetivamente, na faixa de 52,38-77,41% e 36,5-50,19%. Obteve como conclusão que os resultados termodinâmicos aumentam no primeiro instante e depois diminuem quando a temperatura da gaseificação aumenta, e também se notou que um teor mais alto de cinzas faz com que a biomassa produza valores de eficiências energéticas e exérgicas mais baixos [21].

A Tabela (1) sintetiza os valores das eficiência energética e exérgica dos casos de gaseificação de biomassa.

Tabela 1 - Valores da variação das eficiências energética e exérgica para casos de gaseificação de biomassa

Autor	Combustível	η_g (%)	ψ_g (%)
D. Venugopal	Casca de arroz	25,19 – 70,71	23,11-62,24
Darmawan	Licro preto	56,74 - 69,16	-
O,J. Ogurure	Resíduos agrícolas	63,62	58,46
S. Rupesh	Resíduos de madeira	35,62	36,98
W. Paengjuntuek	Casca de arroz	69,38	-
Y. Wu	Pellets de madeira	81,50	-
Y. Zhang	Pellet de madeira	52,38 - 77,41	36,5 – 50,19

Ao observar as variações de eficiência energética dos gaseificadores estudados na Tabela (1), tem-se que os resultados se encontram em 60 a 70%. Também identifica-se que a eficiência exérgica não se diverge muito em seu resultado com relação a eficiência energética.

2.2 Fundamentos Teóricos

2.2.1 Biomassa

Biomassa pode ser definida como a matéria vegetal gerada através da fotossíntese que contém a energia química proveniente da transformação energética da radiação solar. Essa energia química pode ser utilizada diretamente por combustão ou transformada por diferentes processos em outros combustíveis para atender o fim desejado [22].

Os biocombustíveis que provém da transformação da biomassa podem ser classificadas em três principais grupos que estão relacionados com a origem de sua matéria como: biocombustíveis da madeira (dendrocombustíveis), biocombustíveis de plantação não florestal (agrocombustíveis) e biocombustíveis de resíduos urbanos. Neste presente trabalho, utilizou-se a biomassa de madeira para a produção do gás de síntese, mais comumente chamado syngas [22].

Os biocombustíveis de madeira possuem um conteúdo energético que estão associados ao conteúdo de celulose e lignina presentes na biomassa utilizada, apresentando geralmente uma baixa humidade. Utiliza-se com mais frequência a transformação termoquímica como a combustão ou a gaseificação para o objetivo final [22].

Tal biomassa pode ser produzida de maneira sustentável quando se respeita o tempo de regeneração da floresta utilizada ou quando se utiliza resíduos de indústrias madeireiras com uma finalidade não energética, como por exemplo, os resíduos de uma serração. Ou ainda no caso de aproveitamento da madeira quando se necessita de um desmatamento de uma área para fins agropecuários, entre outras formas [22].

2.2.1.1 Caracterização dos Recursos da Biomassa de Madeira

As características técnicas que devem ser estudadas de uma biomassa quando utilizadas para produzir combustíveis são: composição química elementar e composição química imediata, a humidade e o poder calorífico [22, 23].

- Composição química elementar: relaciona-se a percentagem em massa dos principais elementos que constituem a biomassa onde geralmente se referindo a base seca. Essa informação é importante pois serve de base para os cálculos da combustão, dos volumes de ar/gás e de entalpia e para a determinação do poder calorífico do combustível [23]. As referências para determinação da composição química elementar da biomassa de madeira são com base nas normas ASTM E 870-82 (Standard Test Methods for Analysis of Wood Fuel, aprovada em 1992), ASTM E 778-87 (Standard Test Methods for Nitrogen in the Analysis Sample of Refuse Derived Fuel, aprovada em 1992) e ASTM E 777-87 (Standard Test Methods for Carbon and Hydrogen in the Analysis Sample of Refuse Derived Fuel, aprovada em 1992) [22].
- Composição química imediata: relaciona-se com a percentagem do Carbono Fixo (F), Materiais Voláteis (V), Cinzas (A) e Humidade (W) em relação a massa de combustível [23]. As referências para a determinação da composição química imediata da biomassa de madeira são com base nas normas da ASTM D 1102-84 (Standard test methods for ash in wood, aprovada em 1995) e ASTM E 872-82 (Standard test methods for volatile matter in the analysis of particulate wood fuels) [22].
- Humidade: é a massa de água livre presente na biomassa, sendo possível apresentar valores de humidade em base seca ou húmida, dependendo da referência utilizada [23]. Quando a biomassa apresenta um teor de humidade superior a 30%, há uma redução do poder calorífico do gás devido ao gasto de energia na queima para evaporar a água presente [22]. Diante disso, a

humidade é considerada um fator muito importante nas transformações de biomassa em combustíveis.

- Poder Calorífico: é a quantidade de energia térmica que se liberta durante a queima de um combustível por unidade de massa ou volume (kJ/kg ou kJ/m³). O Poder Calorífico Superior (PCS) é quando se considera que a água presente no combustível condensa e permanece em estado líquido. O Poder Calorífico Inferior (PCI) é calculado quando se considera que a água presente na biomassa fique na forma de vapor. Deve-se sempre evidenciar qual tipo de poder calorífico será utilizado, uma vez que, nos cálculos de eficiência dos sistemas, a eficiência referente ao PCI é superior ao valor determinado segundo o PCS [22, 23].

Na Tabela (2) apresentam-se valores de poder calorífico e de composição elementar imediata para algumas biomassas de interesse energético, considerando também a influência da humidade.

Tabela 2 - Características técnicas de diferentes tipos de biomassa em base seca

Tipo de biomassa	Composição elementar (%)					Composição imediata (%)				PCI (MJ/kg)
	C	H	O	N	S	A	V	A	F	
Pinheiro	49,29	5,99	44,36	0,06	0,03	0,30	82,54	0,29	17,70	20,0
Eucalipto	49,00	5,87	43,97	0,30	0,01	0,72	81,42	0,79	17,82	19,4
Casca de arroz	40,96	4,30	35,86	0,40	0,02	18,34	65,47	17,89	16,67	16,1
Bagaço de cana	44,80	5,35	39,55	0,38	0,01	9,79	73,78	11,27	14,95	17,3
Casca de coco	48,23	5,23	33,19	2,98	0,12	10,25	67,95	8,25	23,8	19,0
Sabugos de milho	46,58	5,87	45,46	0,47	0,01	1,40	80,10	1,36	18,54	18,8
Ramas de algodão	47,05	5,35	40,97	0,65	0,21	5,89	73,29	5,51	21,20	18,3
Cama de frango	37,49	5,12	31,82	3,70	0,45	21,62	62,73	23,40	13,87	14,86
Capim-elefante	41,16	5,55	45,91	1,78	-	5,60	76,69	5,60	17,70	15,12

Fonte: Nogueira, L.A. H., 2003 [22]

Com a Tabela (2) fica evidente que as biomassas provenientes da madeira são as que possuem um maior poder calorífico, tendo completa influência da humidade. É possível analisar que a biomassa é composta na sua maior parte por carbono, entre 37,49% e 49,29%, tendo uma variação de no máximo 11,8% (entre o Pinheiro com um maior valor do teor de carbono e a Cama de frango com o menor valor). Além disso, pode-se analisar um baixo conteúdo de cinzas relacionado às biomassas provenientes da madeira, inferior a 0,79%.

2.2.1.2 Processos Básicos da Conversão da Biomassa de Madeira

A utilização da energia da biomassa é a fotossíntese inversa, isso é, buscando-se resgatar a energia solar armazenada pelo vegetal, consumindo oxigênio atmosférico e restituindo ao ar o dióxido de carbono sequestrado pela planta. Sobre a conversão de biomassa em formas úteis de energia, é possível citar como métodos a conversão termoquímica, biológica e física [22]. A Figura (1) mostra um esquema dos principais processos de conversão de biomassa e as principais tecnologias relacionadas:

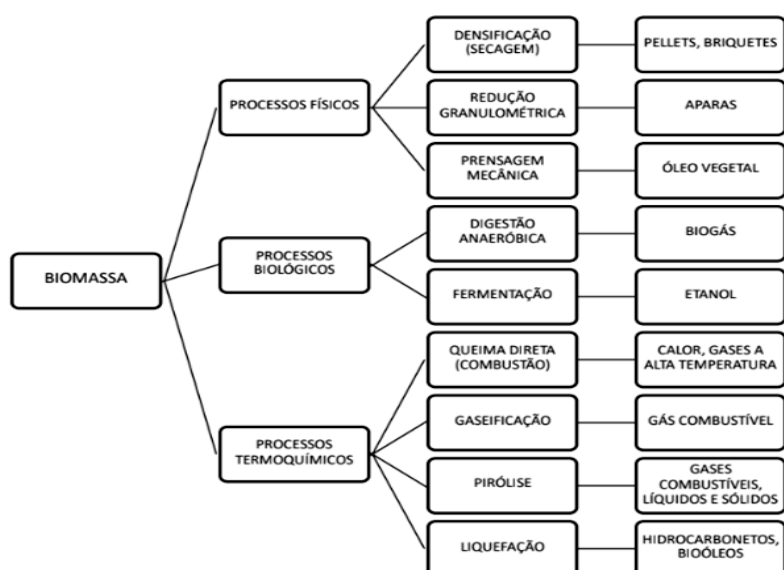


Figura 1 - Processos de conversão energética da biomassa

Fonte: Nogueira L.A. H., 2003 [22]

Nos processos físicos pode citar-se as tecnologias de densificação, redução granulométrica, e a obtenção de óleo vegetal por prensagem mecânica, tendo como característica o fato de não afetar a composição química original da matéria prima. Nos processos de conversão biológica, destacam-se as tecnologias de fermentação alcoólica e digestão anaeróbica, utilizados em biomassas com elevado teor de humidade e as temperaturas de operação são próximas a temperatura ambiente, não sendo interessante para a dendroenergia. Os processos termoquímicos são caracterizados por terem altas temperaturas de trabalho e considerados os principais métodos de conversão de biomassa sólida, principalmente dendroenergia devido ao baixo teor de humidade da madeira [22].

A combustão direta é uma tecnologia de conversão termoquímica em que a biomassa sólida é queimada na presença de ar e como consequência, liberta calor. A gaseificação utiliza calor, pressão e a combustão parcial para produzir um gás pobre chamado de syngas. Existe uma certa semelhança entre a gaseificação e a combustão direta, porém elas diferem no tratamento do produto gasoso e da disponibilidade de energia nas ligações químicas do produto gasoso. A combustão liberta energia pela quebra das ligações químicas, e a gaseificação tem a função de produzir gases com uma alta proporção de hidrogênio para carbono, retirando o carbono da matéria-prima de hidrocarbonetos e adicionando hidrogênio [24].

A pirólise também é uma das tecnologias de conversão termoquímica de biomassa sólida, em que a biomassa é aquecida a altas temperaturas na ausência de oxigênio e com isso não ocorre a queima do material orgânico. O que ocorre é uma decomposição dos compostos químicos em três modos: um líquido chamado bio-óleo, sólido chamado bio-char e um gás chamado também de syngas [24]. Além disso, a pirólise também pode ser encontrada como uma reação em uma das fases no processo de gaseificação.

2.2.2 Gaseificação

O processo de conversão de biomassa por meio da gaseificação é um processo de conversão termoquímico produzindo um gás combustível na presença de um agente oxidante [25]. Deste modo, do gás é gerado calor ou potência mecânica conseguindo acionar sistemas, como motores de combustão interna e turbinas a gás, por exemplo. Os principais compostos do gás combustível são [24, 26]:

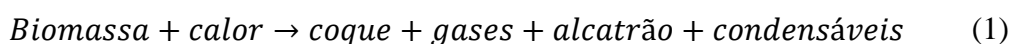
- Hidrogênio (H₂);
- Monóxido de Carbono (CO);
- Dióxido de Carbono (CO₂) com metano (CH₄);
- Vapor de água (H₂O);
- Pequenas quantidades de Hidrocarbonetos superiores (HC).

2.2.2.1 Etapas da Gaseificação

Em termos teóricos, o processo de gaseificação pode ser dividido em várias etapas. Dependendo da organização do processo de gaseificação (movimento relativo da biomassa e do gás de gaseificação), essas etapas transcorrem em diferentes regiões do gaseificador ou em todo o seu volume de maneira simultânea. Porém, tem-se a divisão básica que pode ser expressa como [22]:

I. Pirólise

Decomposição térmica ou volatilização, normalmente a 600°C.



II. Oxidação do Carbono

Oxidação de parte do carbono fixo do combustível. Esta etapa é responsável pela energia térmica para a volatilização e gaseificação.



III. Gaseificação

Inclui as reações heterogêneas entre os gases e o coque residual e reações homogêneas entre os produtos já formados.

- Reações heterogêneas

a) *Reação Boudouard:*



b) *Reação de gás de água ou reação carbono-vapor:*



c) *Reação de formação de metano:*

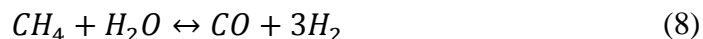


- Reações homogêneas

a) *Reação de “deslocamento” da água:*

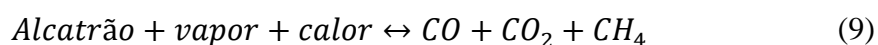


b)

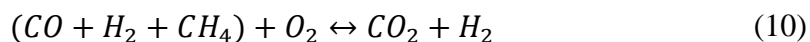


I. Craqueamento do Alcatrão

Reação que ocorre a destruição térmica das moléculas dos compostos que formam o alcatrão com a obtenção de CO, CO₂, CH₄ e outros gases como produtos.



II. Oxidação Parcial dos Produtos da Pirólise



Dependendo do tipo de gaseificador, estas etapas transcorrem em diferentes regiões no gaseificador ou de maneira simultânea. Mais adiante, no Capítulo (3) será demonstrado o gaseificador Downdraft utilizado neste trabalho e suas respectivas zonas.

2.2.2.2 Classificações dos Gaseificadores

Pode encontrar-se diferentes classificações de gaseificadores devido à variação dos parâmetros de operação e do produto fornecido. Com isso existem as classificações quanto ao [22]:

I. Poder calorífico do gás produzido

- Gás de baixo poder calorífico – até 5 MJ/Nm³;
- Gás de médio poder calorífico – de 5 a 10 MJ/Nm³;
- Gás de alto poder calorífico – de 10 a 40 MJ/Nm³.

I. Agente de gaseificação

- Ar;
- Vapor de água;
- Oxigênio.

I. Pressão de Trabalho

- Baixa pressão (atmosférica);
- Pressurizados (até 3 MPa).

I. Direção do movimento relativo da biomassa e do agente de gaseificação

- Leito em movimento a contrafluxo com o gás (contracorrente);
- Leito em movimento a fluxo direto com o gás (concorrente);
- Leito em movimento perpendicular ao fluxo de gás (fluxo cruzado);
- Leito fluidizado.

Entre as classificações mostradas, a que mais se aplica é a classificação de “Direção do movimento relativo da biomassa e do agente de gaseificação”. A partir disso, na Figura (2) é demonstrado um esquema dos diferentes tipos dos gaseificadores citados anteriormente [1, 22]:

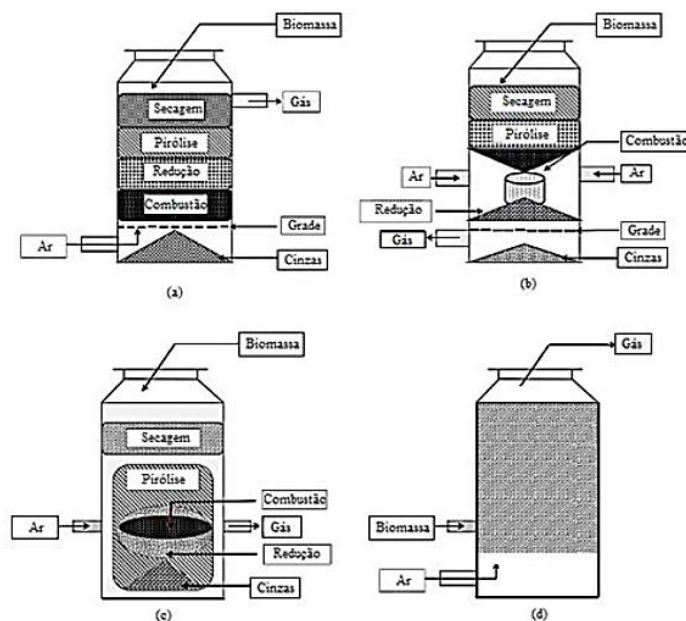


Figura 2 - (a) Contracorrente, (b) Concorrente, (c) Fluxo cruzado e (d) Leito fluidizado

Fonte: Anukam A., 2016 [27]

Os gaseificadores contracorrente e concorrente são os mais simples e conseqüentemente mais baratos do que os de leito fluidizado e fluxo cruzado. O gaseificador contracorrente possui uma alta eficiência da conversão da biomassa em gás combustível, porém o teor de alcatrão presente no gás é elevado e isso compromete a qualidade do gás. Contudo, o gaseificador concorrente oferece um gás com um baixo teor de alcatrão e isso se deve em consequência do craqueamento do alcatrão na zona de oxidação. Com isso, os gaseificadores concorrentes são os mais indicados para biomassa florestal [1, 22].

Os gaseificadores contracorrente tem sido indicados para fornecimento de energia térmica em aquecimentos tanto domésticos como industriais. Os gaseificadores de leito fluidizado são indicados para aplicações de alta capacidade, como por exemplo, Biomass Integrated Gasification - Gas Turbine (BIG/GT), por causa de sua alta flexibilidade em relação ao combustível [1, 22].

2.2.2.3 Gaseificador Concorrente ou Downdraft

O seu funcionamento segue com a biomassa sendo alimentada pelo topo e o ar alimentado pela lateral do reator na parte superior da grelha e o syngas é removido abaixo da grelha, ou seja, na ou acima da zona de oxidação. O material desce através do gaseificador na zona da secagem enquanto a humidade é removida por evaporação do calor que sobe da zona de oxidação que se encontram na faixa de 70-200°C. Na zona de pirólise a temperatura encontra-se na faixa de 350-600°C, ocorrendo a decomposição térmica dos blocos de madeira em atmosfera inerte para causar a rutura dos hidrocarbonetos de madeira em cadeias menores (geralmente gasosas), obtendo como produtos um resíduo carbonoso, chamado de alcatrão, gases condensáveis e não condensáveis. Posteriormente, passa-se para a zona de oxidação, onde os produtos voláteis produzidos sofrem uma reação de combustão, obtendo um aumento instantâneo da temperatura, apresentando aproximadamente 1100°C, onde esse calor é utilizado nas zonas de secagem e pirólise. A seguir, na zona de redução, o alcatrão é convertido em produto gasoso por reação com os gases encontrados a alta temperatura provenientes da zona de oxidação. Como resultado disto, a necessidade de limpeza de gás reduz e, portanto, deixa o gás adequado para uma ampla variedade de aplicações [27].

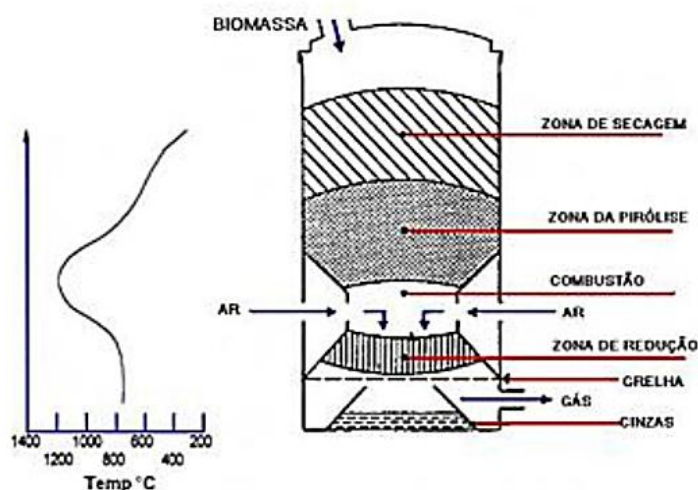


Figura 3 - Gaseificador Downdraft e gráfico de temperatura das zonas de reação

Fonte: Ribeiro, L.F, 2017 [28]

As principais vantagens do gaseificador descendente se dão devido à baixa taxa de produção do alcatrão e baixo material particulado presente, como também o seu baixo custo e simplicidade operacional, uma vez que a taxa de desgaste do gaseificador de fluxo descendente é mínima e proporciona um menor custo de manutenção [27].

Sua principal desvantagem está na dificuldade em operar com altos teores de umidade e cinzas e sua incapacidade de operação com os conteúdos de biomassa que não foram adaptadas em tamanhos menores. Uma outra desvantagem está relacionada com a sua dificuldade de ser desenvolvido em grande escala. Normalmente, os gaseificadores de fluxo descendente possuem uma capacidade de 10 kW – 1 MW. Isso se obtém devido a não uniformidade do calor distribuído dentro da zona de oxidação [25, 27].

Porém para o este projeto em questão, sendo um projeto de pequeno porte, tem-se que este modelo se torna o mais adequado.

2.2.3 Análise energética

2.2.3.1 Primeira Lei da Termodinâmica

“Durante um processo, a variação (aumento ou diminuição) da energia total de um sistema é igual à diferença entre a energia total que entra e a energia total que sai do sistema.” [29].

$$E_e - E_s = \Delta E \quad (11)$$

Tal variação de energia é zero se não houver nenhuma mudança de estado. Tem-se que a energia existe sob numerosas formas, como interna, cinética, potencial, elétrica, magnética, obtendo dessa forma uma soma da energia total. Assumindo a ausência da variação de energia elétrica e magnética (sistemas compressíveis

simples) e também a ausência da variação de energia cinética e potencial (sistemas estacionários), a variação da energia total se reduz a variação da energia interna [29].

$$\Delta E = \Delta U \quad (12)$$

2.2.3.2 Balanço Energético

Considerando o sistema como um volume de controle, as transferências de energia podem ser quantificadas com uma análise na fronteira do sistema através de 3 formas: calor, trabalho e fluxo de massa. Logo, o balanço energético é dado em função das diferenças entre as saídas e entradas do sistema, como a Equação (13) mostra a seguir [29]:

$$E_e - E_s = (Q_e - Q_s) + (W_e - W_s) + (E_{m,e} - E_{m,s}) = \Delta E \quad (13)$$

Considerando também o sistema de escoamento em regime permanente, ou seja, invariável com o tempo, tem-se que a variação de energia total durante o processo é igual a zero. Por isso, a quantidade de energia que entra sob calor, trabalho e transferência de massa deve ser igual a quantidade de energia que sai [29]:

$$Q_e + W_e + \sum m_e h_e = Q_s + W_s + \sum m_s h_s \quad (14)$$

Ou então:

$$Q_e - W_s = \sum m_e h_e - \sum m_s h_s \quad (15)$$

Deve-se ressaltar que o balanço energético também pode ser dado em forma de potência quando analisados em um intervalo de tempo Δt :

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t}, \quad \dot{W} = \frac{W}{\Delta t}, \quad \dot{\Delta E} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (kW) \quad (16)$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} \quad (17)$$

- **Potência Térmica (Q)**

As potências térmicas (Q) representadas nos volumes de controlo no Capítulo (4) podem ser provenientes tanto da energia térmica transferida nas paredes do gaseificador por unidade de tempo como também da energia térmica transferida nos permutadores de calor por unidade de tempo.

I. Potência Térmica por Condução

A perda de calor nas paredes do gaseificador devido as diferenças de temperatura entre a o interior do gaseificador e o ambiente exterior pode ser calculada de acordo com as Equações de Transferência de Calor por Condução [30]:

$$\dot{Q} = \frac{kA\Delta T}{L} \quad (18)$$

A Equação (18) também pode ser aplicada para a perda de calor nas paredes dos permutadores. O material da estrutura do gaseificador e permutadores construídos corresponde ao Aço S235JR, com coeficiente de condutividade térmica k de 50W/m² [30].

II. Potência Térmica do Combustível

Ainda pode-se acrescentar a potência térmica (Q) proveniente do caudal de biomassa inserida para reação no gaseificador, onde o seu (PCI) pode ser definido como a quantidade de calor que se libera durante a combustão completa de uma unidade de massa ou de volume do combustível. O calor latente de condensação da humidade presente nos produtos de combustão não é considerado. No presente trabalho o combustível em questão é a biomassa (blocos de madeira). Com isso tem-se que [29]:

$$Q = mxPCI \quad (19)$$

III. Potência Térmica de uma Taxa

Tem-se a potência térmica proveniente de uma taxa, como por exemplo a taxa de massa de ar inserido no gaseificador. Além disso, tem-se também a potência térmica cedida da taxa de syngas que atravessa o permutador de calor e transferida para a taxa de água/ar dos permutadores. Pode-se obter esses valores a partir da Equação (20):

$$Q = mx\Delta h = mxc_p x\Delta T \quad (20)$$

- **Caudal Volúmico de Syngas**

Uma das características importantes dos motores é a sua cilindrada pois esta limita a quantidade de ar e de combustível que pode entrar no motor em cada ciclo. Tem-se através da Equação (21) o consumo de combustível e ar que caberia, ou seja, o consumo máximo de ar e combustível [31]:

$$\dot{V}_{ar+comb} = \frac{2}{\mathcal{J}} \times N \times c \quad (21)$$

Considerando que a quantidade de syngas succionada pelo motor é a mesma quantidade de gás produzida no gaseificador, pode-se através da Equação 21 e com a razão estequiométrica determinar, então, o caudal volúmico de syngas produzido no gaseificador.

- **Caudal Mássico de Ar no Gaseificador**

O Volume de Ar (VA) teórico ou estequiométrico necessário para a combustão completa de 1 kg de combustível é fornecida pela equação reação de combustão dos elementos que compõem o combustível [22], dada pela Equação 22:

$$VA = 0,0889(C_t + 0,375S_t) + 0,265H_t - 0,0333O_t \quad (22)$$

Na Tabela (1) se encontram os valores em percentagem desses elementos químicos para a biomassa de eucalipto que será utilizada como parâmetro neste trabalho. Os volumes resultantes dos cálculos referem-se as condições de 1 atmosfera de pressão e 298 K (25°C), normalmente referidas como “condições normais”, atribuindo a unidade de medida de Nm³ (metro cúbico nas condições normais) por kg de combustível [22].

Além disso, é necessário a consideração do Fator de Ar (FA), sendo este o valor real administrado da quantidade estequiométrica calculada para a combustão. Num processo de gaseificação, o fator de ar determina a quantidade de ar real referente a estequiométrica necessária para a combustão. Estima-se que este valor seja aproximadamente 0,30 [22].

2.2.3.3 Eficiência

Eficiência significa o quão bem-sucedido foi realizado o processo de conversão de energia. Eficiência é expressa pela relação entre o resultado desejado e o fornecimento necessário, como segue a Equação 23 abaixo [29]:

$$\eta = \frac{\text{resultado desejado}}{\text{fornecimento necessário}} \times 100\% \quad (23)$$

- **Eficiência da Gaseificação**

Uma definição considerada útil da eficiência da gaseificação para um gás aplicado em motores é [1]:

$$\eta_g = \frac{m_{sy} \times PCI_{sy}}{m_{comb} \times PCI_{comb}} \times 100\% \quad (24)$$

Onde numa aplicação de potência, como é o caso de motores de combustão interna, em que o gás é arrefecido durante o seu acondicionamento, é válido a utilização da eficiência a frio, não tendo em conta o calor sensível (entalpia) do syngás.

2.2.4 Exergia: potencial de trabalho da energia

Exergia é a propriedade que define o potencial máximo de trabalho útil de um sistema num meio ambiente específico. Um sistema realizará o máximo de trabalho quando passa por um processo reversível desde o estado inicial até o estado de seu meio ambiente, também chamado de estado morto.

Um sistema é chamado de “estado morto” quando se encontra em equilíbrio termodinâmico com o ambiente em que se encontra, e não possui, portanto, nenhum potencial de trabalho e exergia nula [32].

2.2.4.1 Exergia específica de um sistema aberto com taxa de massa

A exergia por unidade de massa transportada por uma taxa de matéria cujo estado é especificado pelas suas propriedades termodinâmicas e mecânicas usuais e decompondo-se em partes física, cinética, potencial e química como a Equação (25) mostra [32]:

$$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_c + \varepsilon_p + \varepsilon_q \quad (25)$$

A taxa exergética de uma taxa de massa pode ser escrita de acordo com a Equação (26), se medida num intervalo de tempo ΔT [32]:

$$\dot{\mathcal{E}} = m\dot{\varepsilon} \quad (26)$$

Neste trabalho não será considerada a exergia cinética, potencial e química, obtendo como a única componente da exergia de um fluxo de massa a exergia física, devido aos dados obtidos dos sistemas deste presente trabalho para os cálculos [32]:

$$\varepsilon_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (27)$$

2.2.4.2 Exergia do trabalho

Trabalho é uma forma de energia que se transfere de maneira ordenada, com isso transfere-se sem transportar entropia, não provocando variações de entropia do sistema. Logo a exergia do trabalho será igual ao trabalho útil [32]:

$$\mathcal{E}_W = W_x + W_{ef} \quad (28)$$

Neste trabalho, exergia de trabalho fica estritamente igual ao trabalho de eixo. Pode ser escrita como taxa exergética de trabalho se medida num intervalo de tempo ΔT [32]:

$$\dot{\mathcal{E}}_W = \dot{W}_x \quad (29)$$

2.2.4.3 Exergia do Calor

A exergia de um fluxo de calor Q , transferido para um sistema e considerado proveniente de um reservatório de energia térmica é dado pela Equação (30) [32]:

$$\mathcal{E}_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (30)$$

De igual modo, quando analisada num intervalo de tempo ΔT , pode ser medida a taxa exergética de calor [32]:

$$\dot{\mathcal{E}}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (31)$$

2.2.4.4 Balanço Exergético

As diferentes formas de exergias podem ser transformadas em outras durante um processo, sendo possível obter o balanço exergético no volume de controle. Nisso, será representado a taxa de aumento de exergia dentro do volume de controle através da diferença das taxas de exergia que entram e saem através da fronteira do sistema. Leva-se em consideração que a exergia não se conserva, contrária a energia, e então é necessário contabilizar as perdas de exergia durante o processo, conhecido como irreversibilidades [32].

A equação do balanço exergético é:

$$\Delta \dot{\mathcal{E}} = \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_e - \sum_s \dot{m}_s \varepsilon_s + \dot{\mathcal{E}}^Q - \dot{\mathcal{E}}^W - \dot{I} \quad (32)$$

- Irreversibilidade

A irreversibilidade representa a capacidade de produzir trabalho perdida durante um processo real, sendo transformada numa quantidade de calor à temperatura ambiente. Pode ser calculada de acordo com o Teorema de Gouy-Stodola [32]:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (33)$$

- Eficiência Exergética

A eficiência exergética define-se como [32]:

$$\psi = \frac{\Delta \dot{\mathcal{E}}_s}{\Delta \dot{\mathcal{E}}_e} \times 100\% \quad (34)$$

3. MATERIAIS E MÉTODOS

A análise termoenergética foi realizada em dois diferentes sistemas. A Figura (4) mostra o Sistema 1, o qual é composto por um Gaseificador, um Permutador de Calor Gás/Água (gás/líquido), um Filtro de Serragem de Madeira e um motor RCX-210 da motobomba Campeon MRX-50. A Figura 5 mostra o Sistema 2, o qual é composto também por um Gaseificador, um Permutador de Calor Gás/Ar (gás/gás), um Filtro de Serragem de Madeira e um motor de uma motocicleta Honda CG 125 Titan.

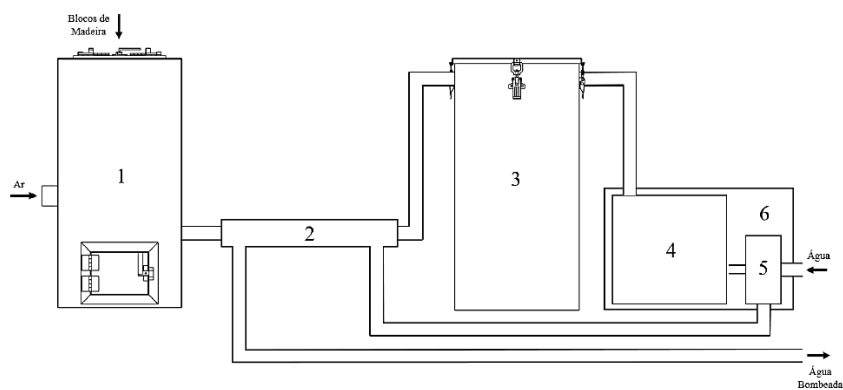


Figura 4 - (1) Gaseificador, (2) Permutador de Calor: Gás/Água, (3) Filtro de Serragem de Madeira, (4) Motor 4 Tempos a Gasolina, (5) Bomba D'Água, (6) Motobomba

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

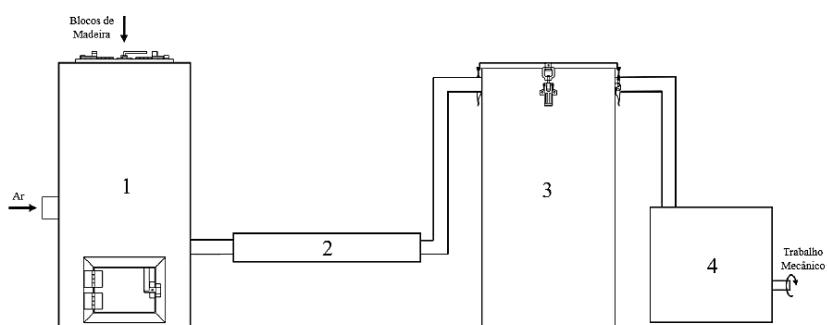


Figura 5 - (1) Gaseificador, (2) Permutador de Calor: Gás/Gás, (3) Filtro de Serragem de Madeira, (4) Motor da Motocicleta

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

A construção do protótipo do gaseificador foi feita no LTM do IPB pelos alunos Daniel de Sousa Lemos e Licínio Fontes, de julho a novembro de 2019. Segue abaixo uma fotografia do sistema com 3 componentes para abastecer com syngas a motobomba.

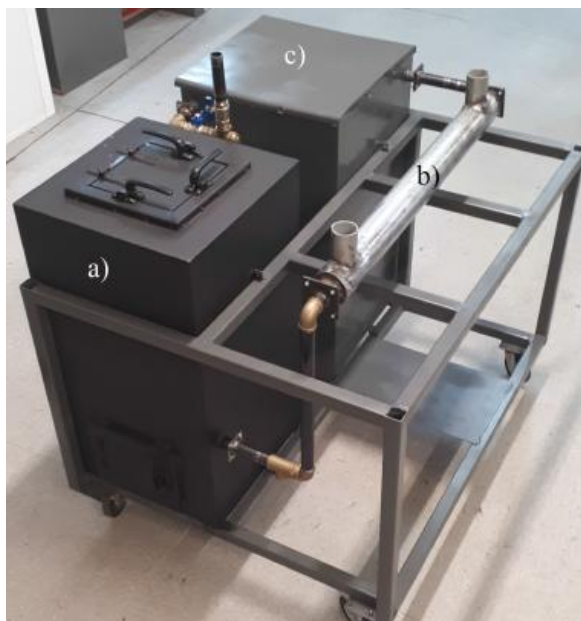


Figura 6 - Protótipo do sistema de gaseificação para abastecer com syngas o motor da motobomba Campeon MRX-50: a) gaseificador; b) permutador a água; c) filtro

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

3.1 Gaseificador de Leito Fixo de Fluxo Descendente

O gaseificador foi construído tendo como as duas principais partes a lareira e o reservatório. Suas dimensões foram calculadas levando em consideração o caudal de syngas que está diretamente relacionado a capacidade de sucção de combustível do motor, tomando como referência o motor de maior potência: motor CG 125 Titan (motocicleta). Destaca-se como material utilizado na construção do protótipo o aço, com coeficiente de condução de aproximadamente 50 W/mK.

A Figura (7) mostra um desenho em corte do modelo construído, demonstrando as 4 principais zonas de reação:

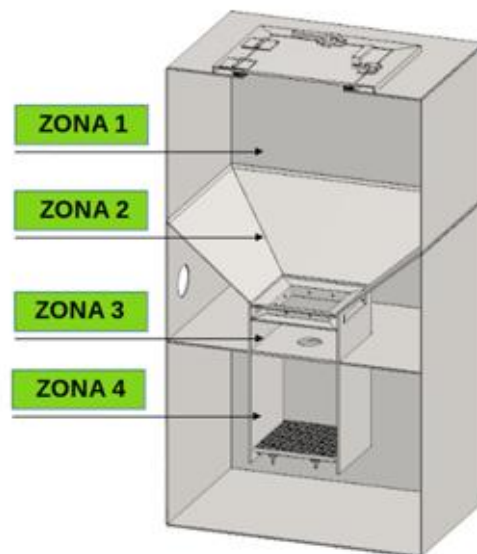


Figura 7 - Desenho em corte do gaseificador downdraft com respectivas zonas de reação

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

Como já foi mencionado, o gaseificador Downdraft possui 4 principais zonas de reação. A Figura (7) mostra o modelo construído com a Zona 1 a região de secagem da biomassa, onde recebe calor da Zona 3, removendo a humidade da madeira. A Zona 2 é a que ocorre a reação de pirólise, também utilizando o calor da Zona 3, para a decomposição do combustível no resíduo carbonoso, gases condensáveis e não condensáveis. Na Zona 3 tem-se a região da oxidação, que corresponde a região desde a entrada de ar na lareira até a garganta do gaseificador. A Zona 4 é a região situada logo abaixo da garganta, onde a área reduzida gera uma concentração de calor, obtendo temperaturas elevadas e permitindo o fracionamento térmico do alcatrão.

3.2 Permutador de Calor

O permutador de calor é um equipamento que permite a troca de calor de um fluido para outro através da convecção natural e tal sistema de arrefecimento é de extrema importância no sistema, uma vez que um gás a altas temperaturas pode ser prejudicial ao motor. Além disso, um gás encontrado a temperatura mais baixa é mais denso, obtendo assim a vantagem de obter mais syngas por unidade de volume, o que afeta consideravelmente no rendimento térmico do motor. Para o Sistema 1 utilizou-se o permutador de convecção forçada de gás-água e para o Sistema 2 utilizou-se o permutador de convecção natural gás-ar.

3.2.1 Permutador Gás-Água

O Permutador Gás-Água do Sistema 1 utiliza a água proveniente da motobomba como fluido de arrefecimento do sistema, efetuando a troca de calor por convecção forçada. Ela não entra em contato com o gás, mas a troca de calor é efetuada através das paredes dos tubos que contém a água. Considerou-se que a temperatura de entrada do syngas no permutador igual a máxima temperatura de saída do syngas do gaseificador, ou seja 400°C . Já a temperatura syngas na saída do permutador foi estimada como sendo a ideal para o abastecimento do motor, ou seja, 40°C . Com isso tem-se uma perda de Potência Térmica do sistema.

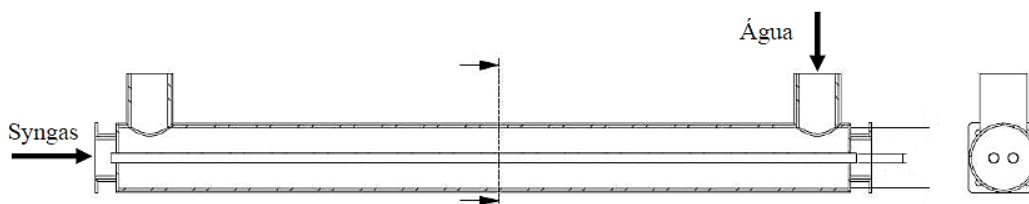


Figura 8 - Representação do permutador gás/água com os fluxos de entrada e saída do syngas

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

3.2.2 Permutador Gás-Ar

No Permutador Gás-Ar do Sistema 2 consiste de uma grande área de contato com o ar (através das alhetas) para que o gás seja arrefecido por convecção natural com o ar. As condições de temperatura de entrada e saída do syngas são consideradas as mesmas que anteriormente abordaram-se.

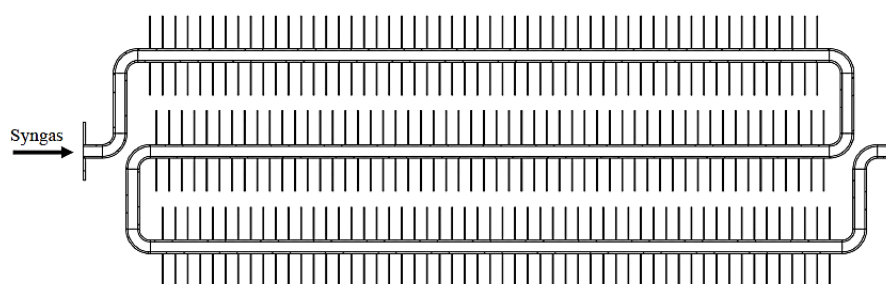


Figura 9 - Representação do permutador gás/gás com os fluxos de entrada e saída do syngas

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

3.3 Filtro de Serragem de Madeira

O filtro possui as mesmas dimensões do gaseificador, sendo ele uma caixa com uma divisória no meio, preenchido com serragem de madeira até um pouco abaixo dos tubos de entrada e saída de syngas. No fundo existem duas grades para a homogeneização do fluxo de syngas e um tecido de juta acima das grades para impedir a passagem de serragem ao fundo. Segue abaixo uma imagem demonstrativa do filtro e o devido fluxo de syngas.

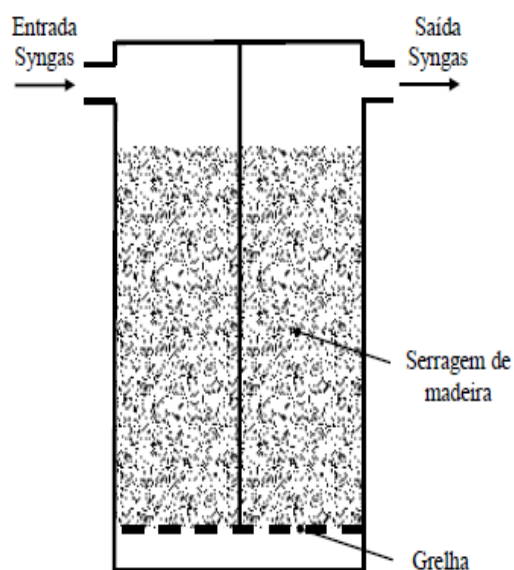


Figura 10 - Esquema do filtro de serragem de madeira com os fluxos de entrada e saída do syngas

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

3.4 Motores

O syngas produzido irá abastecer aos dois sistemas com os respectivos modelos de motores acoplados ao fim: RCX-210 da motobomba Campeon MRX-50 e o motor de uma motocicleta Honda CG-125 Titan, sendo os dois motores de combustão interna de 4 tempos a gasolina. Segue abaixo a Tabela (3) com as principais propriedades:

Tabela 3 - Propriedades dos motores da motobomba *Campeon MRX-50* e da motocicleta *Honda CG-125 Titan*

Propriedades	Motobomba <i>Campeon MRX-50</i>	Motocicleta <i>CG-125 Titan</i>
Modelo do motor	RCX-210	-
Potência máxima (kW)	4,78	9,19
Cilindrada (cc)	212,00	124,10
Rotação (rpm)	1800	9000

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33, 34]



Figura 11 - Equipamentos a serem abastecidos pelo gaseificador: (a) *Motobomba Campeon MRX-50*, (b) *Motor de uma CG-125 Titan*.

Fonte: Lemos, D. S., 2019 [33]

As percentagens das perdas de potência térmica no motor e também a potência mecânica final entregue ao veio apresentados na Tabela (4) serão utilizados como parâmetros nos cálculos energia e exergia [10]:

Tabela 4 - Percentual das Potências de Saída de um motor a gasolina

\dot{Q}_{conv}	\dot{Q}_{arref}	\dot{Q}_{ge}	\dot{W}_x
6,7%	30%	30%	33,3%

Fonte: Martins, J., 2006 [31]

A Tabela (4) mostra que a percentagem da potência entregue no veio do motor é de 33,3%. Este valor é referente as condições de projeto, ou seja, do motor abastecido com gasolina.

Para o cálculo da potência do veio de cada motor, considerou-se o PCI e o caudal volúmico do syngas que é introduzido no motor para obter-se a potência térmica do combustível. Na saída, considerou-se as mesmas proporções de perdas de potência térmica apresentadas na Tabela (4).

3.5 Fluxograma

Para cada um dos dois sistemas, foram aplicadas as análises conforme o esquema demonstrado:

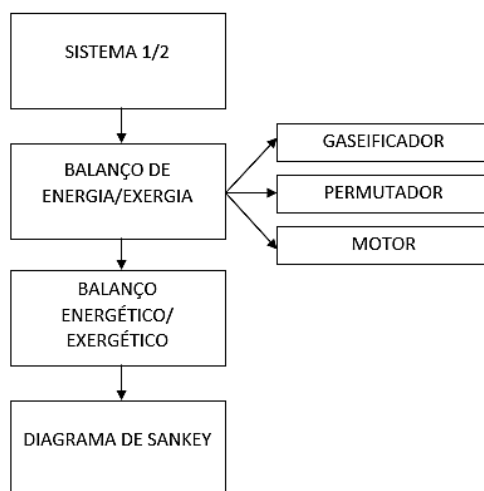


Figura 12 - Fluxograma com a ordem da realização das análises

Foi realizado separadamente o balanço de energia no gaseificador, no permutador e no motor para o Sistema 1 e para o Sistema 2. Somente um balanço de energia no gaseificador é necessário, visto que o mesmo reator é utilizado para ambos os sistemas. Após os balanços de energia, realizou-se a análise energética para

obter a eficiência energética global do Sistema 1 e do Sistema 2. Por fim, construiu-se o diagrama de Sankey.

Após a análise energética, realizou-se separadamente um balanço de exergia do gasificador, do permutador e do motor para o Sistema 1 e para o Sistema 2. Um único balanço exegético foi aplicado no gasificador pelo mesmo motivo anteriormente descrito. Após os balanços exegéticos, efetuou-se a análise exegética para obter a eficiência exegética global do Sistema 1 e do Sistema 2. Da mesma maneira da análise energética, construiu-se o diagrama de Sankey para a análise exegética.

O filtro foi considerado como adiabático.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises energéticas e exergéticas realizadas nos dois sistemas mencionados e discussão.

4.1 Balanço Energético dos Sistemas 1 e 2

Obteve-se o balanço energético levando em consideração a evolução do conteúdo em massa e energia de cada volume de controlo e as interações energéticas verificadas nas fronteiras dos Sistemas 1 e 2, em que tais fronteiras são definidas nas próprias paredes dos componentes, como mostra a Figura (13):

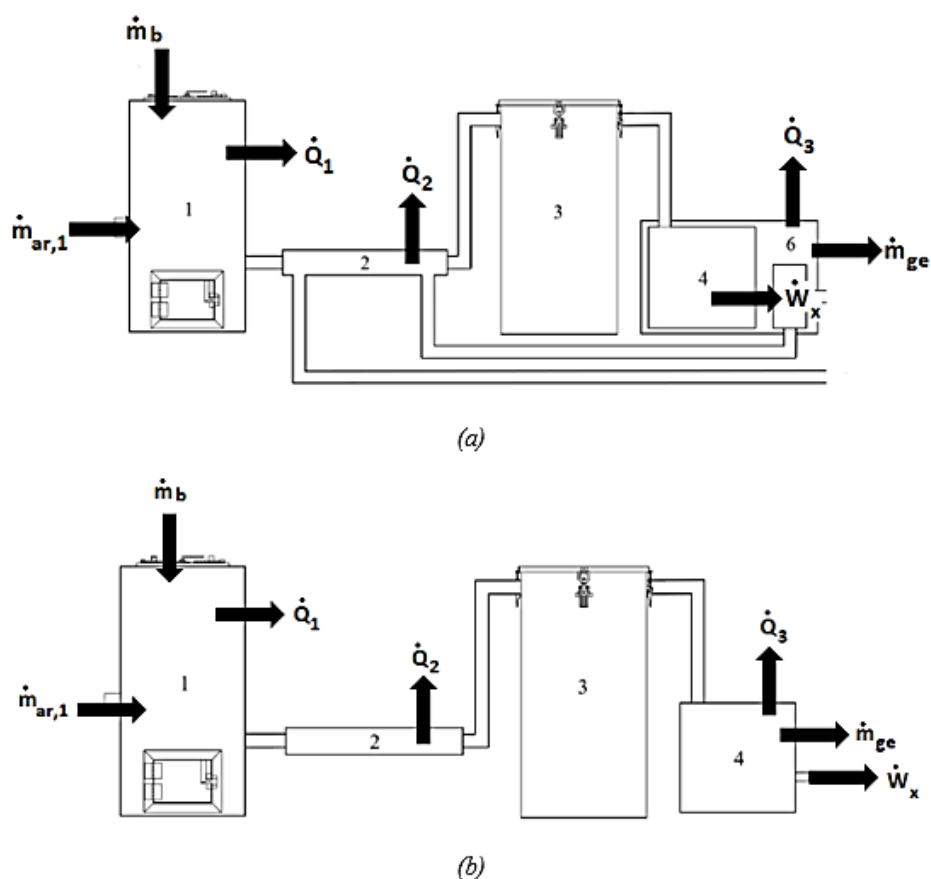


Figura 13 - (a) Balanço energético do sistema 1, (b) Balanço energético do sistema 2

Somente as principais taxas foram considerados para os cálculos na Figura (13). Na entrada do gaseificador considerou-se o caudal mássico de ar e caudal mássico de madeira introduzidos no sistema, e na saída deste considerou-se a potência térmica perdida para o ambiente. No permutador, considerou-se a potência térmica perdida igual a potência térmica que o syngas perde para a água/ar por transferência de calor. Em cada um dos motores, considerou-se na saída a potência mecânica fornecido no veio, como também a potência térmica perdida para o ambiente e o caudal de gases de escape. A potência térmica dos gases de escape é somada à potência térmica total perdida no motor por convecção e sistema de arrefecimento.

4.1.1 Balanço de Energia do Gaseificador

Na Figura (14) tem-se o volume de controlo em que são determinadas as taxas de entrada e saída, para calcular a potência calorífica Q_1 .

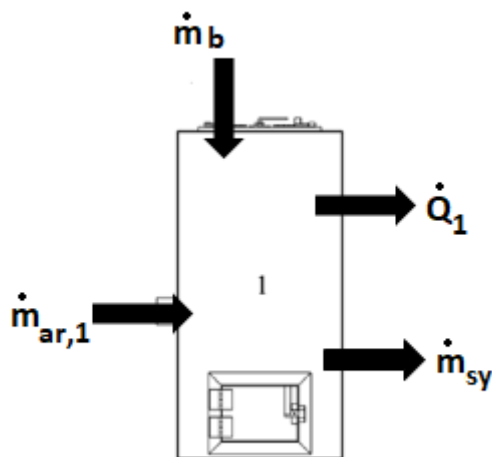


Figura 14 - Volume de controlo da análise energética do gaseificador para o sistema 1 e 2

4.1.1.1 Caudal Volúmico de Syngas

Para o seguinte cálculo, considerou-se que o caudal de syngas na saída do gaseificador é o mesmo caudal de consumo nos dois modelos de motores utilizados.

Com as especificações do motor da Motobomba MRX-50 e do motor da motocicleta CG-12 Titan encontradas na Tabela (3), pôde-se aplicar tais valores na Equação 21 e então estimar o consumo máximo de syngas de cada motor.

Ambos os motores são a 4 tempos, com a razão estequiométrica estimada de ar/syngas igual a 1,1:1 e eficiência volumétrica de 90% [33]. A Tabela (5) mostra os caudais volumétricos de syngás na saída do gaseificador calculados para cada um dos sistemas:

Tabela 5 - Propriedades e vazão volumétrica de syngas para os sistemas 1 e 2

Propriedades	Sistema 1	Sistema 2
N (rps)	30	150
C (m ³)	212 x 10 ⁻⁶	124 x 10 ⁻⁶
$V_{ar+syngas}$ (m ³ /s)	3,18 x 10 ⁻³	9,31 x 10 ⁻³
V_{sy} (m ³ /s)	1,37 x 10 ⁻³	3,99 x 10 ⁻³

O caudal volumétrico de syngas na saída do gaseificador para o Sistema 1 é de 1,37 x 10⁻³ m³/s e para o Sistema 2 é de 3,99 x 10⁻³ m³/s. Estes valores de caudal volumétrico serão considerados os mesmos no abastecimento do motor de cada respetivo sistema.

4.1.1.2 Caudal Mássico de Biomassa de Madeira

Uma variação do Poder Calorífico Inferior do syngas é dada entre 5000 a 5900 kJ/m³ [1].

Para os cálculos de análise energética e exergetica, foi determinado que se utilizaria a madeira de eucalipto como combustível. Tem-se através da Tabela (1) que o valor do seu PCI é de 19400 kJ/kg [22].

Aplicando a Equação (24) para o cálculo de eficiência da gaseificação, uma vez que esta pode ser atribuída em 70% [1], tem-se o consumo de biomassa de madeira no gaseificador:

Tabela 6 - Propriedades e caudal mássico de biomassa de madeira para os sistemas 1 e 2

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
PCI_{sy} (kJ/m ³)	5000	5900	5000	5900
V_{sy} (m ³ /s)	$1,37 \times 10^{-3}$	$1,37 \times 10^{-3}$	$3,99 \times 10^{-3}$	$3,99 \times 10^{-3}$
Q_{sy} (kW)	6,84	8,07	19,95	23,54
Q_b (kW)	9,76	11,52	28,49	33,62
m_b (kg/s)	$0,50 \times 10^{-3}$	$0,59 \times 10^{-3}$	$1,47 \times 10^{-3}$	$1,73 \times 10^{-3}$

Portando, de acordo com a variação no PCI do syngas de 5000 a 5900 kJ/m³, obteve-se um caudal mássico entre $0,50 \times 10^{-3}$ e $0,59 \times 10^{-3}$ kg/s como consumo de biomassa no gaseificador pra o Sistema 1. Do mesmo modo, obteve-se valores entre $1,47 \times 10^{-3}$ e $1,73 \times 10^{-3}$ kg/s de caudal mássico de biomassa no gaseificador para o Sistema 2.

4.1.1.3 Caudal Mássico de Ar

Utilizando as percentagens dos elementos químicos da biomassa de eucalipto dados na Tabela (1), e aplicando à Equação (22), calculou-se o valor do Volume de Ar Estequiométrico (por kg de biomassa), como mostra a Tabela (7):

Tabela 7 - Composição elementar da biomassa de eucalipto e respetivo volume de ar estequiométrico para combustão

Composição elementar	%
C	49,00
S	0,01
H	5,87
O	43,97
VA (Nm ³ /kg)	4,45

O volume de ar encontrado foi de 4,45 Nm³/kg. Este valor foi admitido para ambos dos sistemas. Dado o valor para o FA de 0,30, a massa volúmica do ar à temperatura de 298 K (25°C) de 1,184 kg/m³ e também o caudal mássico de biomassa calculado para cada um dos dois sistemas, a Tabela (8) mostra o caudal mássico de ar na entrada do gaseificador para cada um dos sistemas:

Tabela 8 - Propriedades e caudal mássico de ar para os sistemas 1 e 2

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
m_b (kg/s)	$0,50 \times 10^{-3}$	$0,59 \times 10^{-3}$	$1,47 \times 10^{-3}$	$1,73 \times 10^{-3}$
V_{ar} (m ³ /s)	$0,67 \times 10^{-3}$	$0,79 \times 10^{-3}$	$1,96 \times 10^{-3}$	$2,31 \times 10^{-3}$
$m_{ar,1}$ (kg/s)	$0,79 \times 10^{-3}$	$0,94 \times 10^{-3}$	$2,32 \times 10^{-3}$	$2,74 \times 10^{-3}$

Considerando que para cada sistema foram encontrados dois valores de caudal de biomassa, determinou-se do mesmo modo os caudais de ar relacionados. Para o Sistema 1 uma variação de $0,79 \times 10^{-3}$ a $0,94 \times 10^{-3}$ kg/s e para o Sistema 2 foi de $2,32 \times 10^{-3}$ a $2,74 \times 10^{-3}$ kg/s.

Tomando como temperatura média na lareira no gaseificador sendo 1203 K (930°C) para a combustão e a temperatura ambiente de 298 K (25°C) [35], como também o Calor Específico do ar nas condições normais de pressão atmosférica

sendo 1,01 kJ/kgK, aplicando a Equação (20), obteve-se a potência térmica da taxa de ar no gaseificador dados na Tabela (9):

Tabela 9 - Propriedades e potência térmica da taxa de ar no gaseificador para os sistemas 1 e 2

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
$m_{ar,1}$ (kg/s)	$0,79 \times 10^{-3}$	$0,94 \times 10^{-3}$	$2,32 \times 10^{-3}$	$2,74 \times 10^{-3}$
$Q_{ar,1}$ (kW)	0,79	0,93	2,29	2,70

Os valores encontrados para o Sistema 1 foram entre 0,79 a 0,93 kW e para o Sistema 2 entre 2,29 a 2,70 kW de potência térmica do ar introduzido do gaseificador.

4.1.1.4 Resultados do Balanço de Energia do Gaseificador

A potência térmica perdida no gaseificador para cada um dos sistemas, é sintetizada na Tabela (10), que corresponde ao calor perdido por convecção com o ar exterior.

Tabela 10 - Balanço de energia do gaseificador

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2	
Entrada	Q_b (kW)	9,76	11,52	28,49	33,62
	$Q_{ar,1}$ (kW)	0,79	0,93	2,29	2,70
Saída	Q_{sy} (kW)	6,84	8,07	19,95	23,54
	Q_1 (kW)	3,71	4,38	10,84	12,79

Os valores de potência térmica perdida no gaseificador do Sistema 1 estão entre 3,71 a 4,38 kW e para o Sistema 2 entre 10,84 a 12,79 kW.

4.1.2 Balanço de Energia dos Permutadores

Para o balanço de energia nos permutadores, considerou-se o caudal de água de arrefecimento e caudal de ar na entrada e saída dos permutadores dos Sistemas 1 e 2, além do caudal de syngas à entrada e saída dos permutadores. O Volume de controlo do permutador é mostrado na Figura (15):

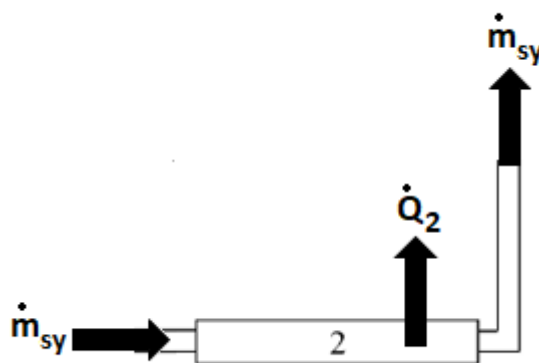


Figura 15 - Volume de controlo da análise energética do permutador para o sistema 1 e 2

4.1.2.1 Caudal Mássico de Syngas

Análises experimentais de um gaseificador de madeira, onde as amostras de syngas foram retiradas abaixo da lareira a uma temperatura 1203 K (930°C) permitiram identificar a composição volumétrica do syngas seco nesta condição [35].

A partir da composição volumétrica, e conhecendo a massa volúmica de cada componente [35, 36], determinou-se a percentagem mássica de cada elemento no syngas, Tabela (11):

Tabela 11 - Tabela dos elementos gasosos que compõem o syngas e respectiva percentagem volumétrica e mássica

Composição do Syngas Seco (1203 K)				
Gás	% Volumétrica (%)	ρ (kg/m³)	Kg de gás em 1 m³ de syngas	% mássica (%)
CO ₂	11,00	0,3043	0,0335	15,10
O ₂	00,10	0,3198	0,0003	00,10
CO	19,00	0,1949	0,0370	16,70
H ₂	18,80	0,0202	0,0038	01,70
CnHn	00,10	1,2610	0,0013	00,60
CH ₄	00,80	0,7170	0,0057	02,60
N ₂	50,20	0,2800	0,1406	63,30
Soma	100	-	0,2222	100

E a partir da percentagem mássica calculada de cada elemento na composição do syngas, determinou-se o c_p do syngas para a temperatura na saída do gaseificador de 673 K (400 °C). Foram considerados apenas os elementos com valores de maior relevância, Tabela (12):

Tabela 12 - Propriedades dos gases que compõem o syngas a 673K

Propriedade dos Gases a 673 K			
Gás	% mássica (%)	ρ (kg/m³)	Cp (kJ/kgK)
CO ₂	15,10	0,7877	01,1138
CO	16,70	0,5010	01,1070
H ₂	01,70	0,0362	14,5940
N ₂	63,30	0,5029	01,0918
Soma	96,8	-	-

O c_p do syngas a 673 K (400 °C) foi calculado através da média ponderada relativa á composição mássica indicada na Tabela (12), tendo sido obtidos valores de 0,59 kg/m³ para massa volúmica e 1,34 kJ/kgK para o c_p do syngas.

Com os valores do caudal volúmico de syngas para ambos os sistemas dados na Tabela (6) e também com a massa volúmica do syngas de $0,59 \text{ kg/m}^3$, determinou-se o caudal mássico de syngas para cada sistema, Tabela (13):

Tabela 13 - Propriedades e resultados do caudal mássico para o sistema 1 e 2

Propriedades	Sistema 1	Sistema 2
\dot{V}_{sy} (m^3/s)	$1,36 \times 10^{-3}$	$3,99 \times 10^{-3}$
ρ (kg/m^3)	0,59	0,59
\dot{m}_{sy} (kg/s)	$0,80 \times 10^{-3}$	$2,36 \times 10^{-3}$

4.1.2.2 Resultado do Balanço de Energia dos Permutadores

Com o valor do c_p calculado de $1,34 \text{ kJ/kgK}$ e considerando que a quantidade de calor que o syngas perde para atingir a temperatura de 40°C é a mesma recebida pela água/ar do sistema de arrefecimento, tem-se o arrefecimento do syngas calculado pela Equação (20) com os resultados apresentados na Tabela (14):

Tabela 14 - Perda de potência térmica nos permutadores do sistema 1 e 2

Propriedades	Sistema 1	Sistema 2
\dot{m}_{sy} (kg/s)	$0,80 \times 10^{-3}$	$2,36 \times 10^{-3}$
ΔT	360	360
Q_2 (kW)	0,35	1,03

Com isso, tem-se que a potência térmica cedida do syngas para o sistema de arrefecimento do Sistema 1 é de $0,35 \text{ kW}$ e do Sistema 2 é de $1,03 \text{ kW}$. Este valor

será subtraído da Potência Térmica do syngas na saída do gaseificador para a entrada do motor, referente a cada sistema.

4.1.3 Balanço De Energia Do Motor

Na Figura (16) tem-se o volume de controle em que são determinadas os fluxos de entrada e saída, para calcular a potência mecânica entregue a cada motor.

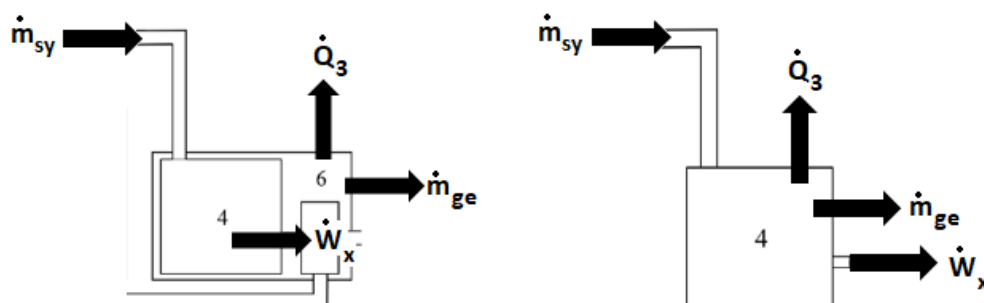


Figura 16 - Volume de controle da análise energética para os motores do sistema 1 e 2

Sendo Q_3 o somatório das potências térmicas por meio da convecção, arrefecimento e gases de escape que são perdidas para o meio exterior durante o processo.

De acordo com os resultados para Q_{sy} na Tabela (6), com os percentuais de perda de potência térmica apresentados na Tabela (4) e com Primeira Lei da Termodinâmica representada na Equação (14), a Tabela (15) mostra os resultados para a potência mecânica no veio quando ambos os motores são alimentados com syngas:

Tabela 15 - Balanço de energia do motor

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2		%
Entrada	Q_{sy} (kW)	6,48	7,71	18,92	22,51	100,00
	Q_{conv} (kW)	0,43	0,52	1,27	1,51	6,70
Saída	Q_{arref} (kW)	1,95	2,31	5,68	6,75	30,00
	Q_{ge} (kW)	1,95	2,31	5,68	6,75	30,00
	$W_{x,sy}$ (kW)	2,16	2,57	6,30	7,49	33,30

Para cada sistema obteve-se os valores de potência mecânica no veio, em que para o Sistema 1, obteve-se um valor de potência no veio com uma variação entre 2.16 a 2,57 kW. Para o Sistema 2, obteve-se a variação de 6,30 a 7,49 kW.

4.1.4 Balanço Energético e Eficiência Energética Global

Para o balanço energético, considerou-se como conteúdo de entrada no sistema a potência térmica da biomassa, e para saída considerou-se a potência entregue no veio para cada um dos sistemas. Através desta metodologia, foi possível determinar eficiência energética global para cada sistema.

Tabela 16 - Eficiência energética global

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
Q_b (kW)	9,76	11,52	28,50	33,62
$W_{x,sy}$ (kW)	2,16	2,57	6,30	7,49
η_G	22%	22%	22%	22%

Através dos cálculos, obteve-se uma eficiência energética global de 22% para o Sistema 1 e 2.

4.2 Balanço Exergético para os Sistemas 1 e 2

4.2.1 Balanço De Exergia Do Gaseificador

Na Figura (17), tem-se o volume de controlo em que são determinadas os fluxos de entrada e saída de exergia para o calculo da irreversibilidade no gaseificador.

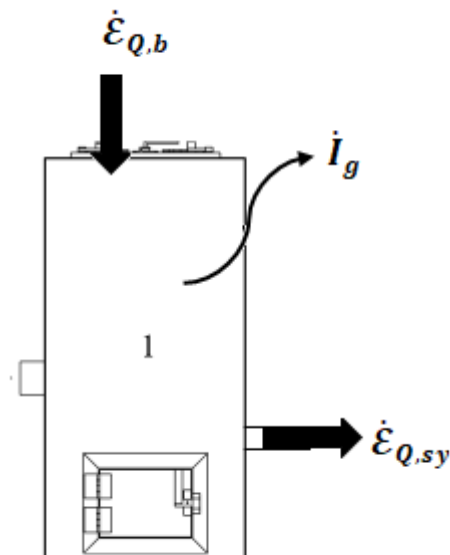


Figura 17 - Volume de controlo da análise exergética do gaseificador para os sistemas 1 e 2

Para se obter o balanço de exergia no gaseificador, aplicou-se a Segunda Lei da Termodinâmica pela Equação (32), em que a temperatura do meio ambiente considerada foi de 298 K (25°C). A temperatura da fonte térmica considerada foi a temperatura média do interior do gaseificador de 673 K (400°C) [33].

Aplicaram-se as Equações (29) e (31) para determinar os respetivos coeficientes de exergia de calor e trabalho. A Tabela (17) mostra os valores das irreversibilidades calculadas:

Tabela 17 - Resultados para irreversibilidade do gaseificador

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2	
Entrada	Q_b (kW)	9,76	11,52	28,50	33,62
Saída	Q_{sy} (kW)	6,84	8,07	19,95	23,54
	T_0 (K)	298	298	298	298
	T (K)	673	673	673	673
	I_g (kW)	1,63	1,93	4,77	5,62

Ao analisar a Tabela (17), obteve-se para o Sistema 1 uma variação de irreversibilidades no gaseificador de 1,63 a 1,93 kW. Para o Sistema 2, uma variação de irreversibilidade de 4,77 a 5,62 kW.

De acordo com a Equação (34), determinou-se que para o valor de entrada foi considerada a exergia térmica da biomassa introduzida no gaseificador e de saída a exergia térmica do syngas produzido pelo gaseificador.

Tabela 18 - Eficiência exergética do gaseificador

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2	
	$\mathcal{E}_{Q,e}$ (kW)	5,44	6,42	15,88	18,73
	$\mathcal{E}_{Q,1}$ (kW)	3,81	4,49	11,11	13,11
	ψ_g	70%	70%	70%	70%

Conforme pode-se analisar na Tabela (18), obteve-se 70% de eficiência exergética da gaseificação para os dois sistemas, refletindo a hipótese assumida de eficiência energética de 70%.

4.2.2 Balanço de Exergia dos Permutadores

Na Figura (18), tem-se o volume de controle em que são determinadas as taxas de entrada e saída de exergia para o cálculo da irreversibilidade no permutador.

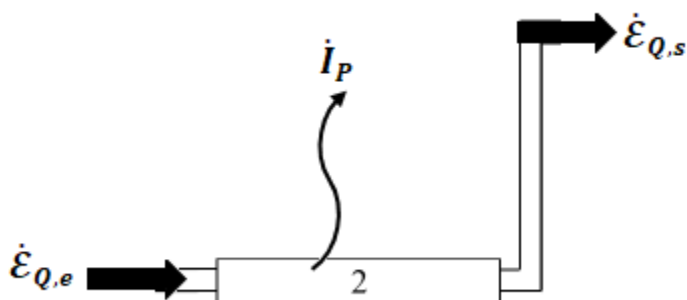


Figura 18 - Volume de controle da análise exergética do permutador para os sistemas 1 e 2

O balanço de exergia no permutador dos Sistemas 1 e 2, foi calculado através da Equação (32). Pela Equação (31), obtiveram-se os valores de Exergia Térmica tanto na entrada como na saída de cada permutador. Para a entrada tem-se a exergia da potência térmica do syngas introduzida no gaseificador e de saída tem-se os valores da potência térmica do syngas subtraído da perda de potência térmica cedida para o sistema de arrefecimento. Feito isto, verificam-se os valores de irreversibilidade no permutador na Tabela (19):

Tabela 19 - Resultados para irreversibilidades do permutador dos sistemas 1 e 2

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2	
Entrada	$Q_{sy,e}$ (kW)	6,84	8,07	19,95	23,54
	Saída	$Q_{sy,s}$ (kW)	6,46	7,69	18,92
	T_0 (K)	313	313	313	313
	T (K)	673	673	673	673
	I_p (kW)	0,19	0,19	0,55	0,55

O permutador a água do Sistema 1 apresenta uma irreversibilidade entre 0,35 a 0,38 kW enquanto no permutador ar do Sistema 2 uma irreversibilidade de 0,99 a 1 kW.

De acordo com a Equação (34), determinou-se que para o valor de entrada foi considerada a exergia térmica do syngas introduzido no permutador de cada sistema. Na saída, considerou-se a exergia térmica da potência térmica cedida para a água/ar nos sistemas de arrefecimento.

Tabela 20 - Eficiência exergética do permutador para os sistemas 1 e 2

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
$\mathcal{E}_{Q,e}$ (kW)	3,81	4,49	11,11	13,11
$\mathcal{E}_{Q,s}$ (kW)	3,46	4,11	10,12	12,04
ψ_p	91%	91%	91%	91%

A Tabela (20) mostra que o resultado elevado (91%) para a eficiência exergética do permutador corresponde aos baixos valores de irreversibilidades encontrados nos permutadores.

4.2.3 Balanço de Exergia do Motor

Na Figura (19), tem-se o volume de controlo em que são determinadas as taxas de entrada e saída de exergia para o cálculo da irreversibilidade nos dois tipos de motores.

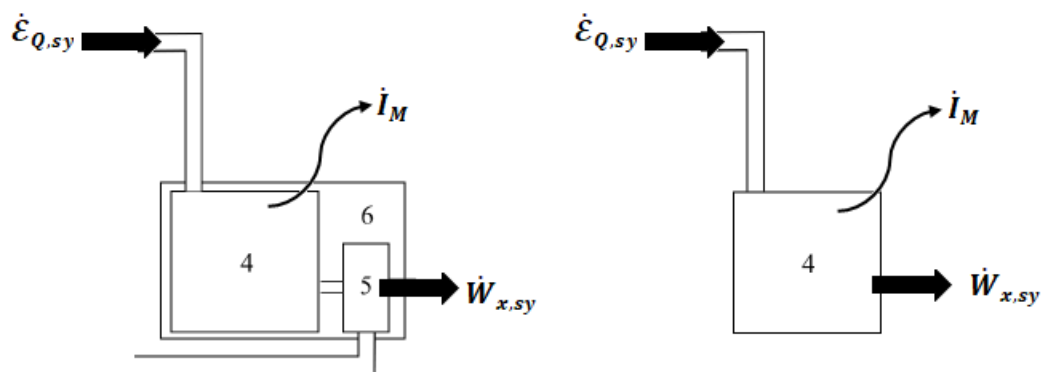


Figura 19 - Volume de controlo da análise exérgica para os motores do sistema 1 e 2

O balanço de exergia no motor dos Sistemas 1 e 2 foi calculado através da Equação (32). O valor de exergia de trabalho à saída do motor é o mesmo da potência térmica entregue no veio $\dot{W}_{x, sy}$ obtido do balanço de energia, no qual os valores constam na Tabela (15). O valor de exergia à entrada do motor é referente à potência térmica do syngas que é introduzida no motor.

A Tabela (21) mostra os valores calculados da irreversibilidade encontrada para os motores de cada sistema:

Tabela 21 - Resultados para irreversibilidade do motor

Propriedades		Sistema 1		Sistema 2	
Entrada	$\mathcal{E}_{Q, sy}$ (kW)	3,46	4,11	10,12	12,04
Saída	$W_{x, sy}$ (kW)	2,16	2,57	6,30	7,49
	I_M (kW)	1,30	1,54	3,82	4,55

Os valores obtidos de irreversibilidade foram entre 1,30 a 1,54 kW para o Sistema 1 enquanto para o Sistema 2, obteve-se valores entre 3,82 a 4,55 kW.

Aplicou-se a Equação (34) e foram determinados as eficiências exergéticas do motor de cada sistema. À entrada do sistema, considerou-se a exergia térmica do syngas introduzido para abastecer cada motor de cada sistema. À saída, considerou-se a exergia mecânica do veio de cada motor, sendo isto igual a sua potência mecânica fornecida no veio.

Tabela 22 - Eficiência exergética do motor

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
$\dot{\mathcal{E}}_{Q,e}$ (kW)	3,46	4,11	10,12	12,04
$\dot{\mathcal{E}}_{W,s}$ (kW)	2,16	2,57	6,30	7,49
ψ_m	62%	62%	62%	62%

Obteve-se um valor de 62% de eficiência exergética de ambos os sistemas.

4.2.4 Balanço Exergético e Eficiência Exergética Global

Do mesmo modo que foi considerado para o balanço energético global, para o balanço exergético foi considerado à entrada do sistema a exergia térmica da biomassa, e à saída considerou-se a exergia mecânica entregue no veio para cada um dos sistemas. Aplicou-se a Equação (34) e determinou-se a eficiência exergética global para cada sistema.

Tabela 23 - Eficiência exergética global

Propriedades	Sistema 1		Sistema 2	
$\mathcal{E}_{Q,e}$ (kW)	5,44	6,42	15,88	18,73
$\mathcal{E}_{W,s}$ (kW)	2,16	2,57	6,30	7,49
ψ_{global}	40%	40%	40%	40%

A Tabela (23) mostra que a eficiência exergética global é de 40% para ambos os sistemas.

4.3 Diagrama de Sankey

Demonstra-se nessa seção o Diagrama de Sankey para a análise energética e para análise exergética. O Diagrama de Sankey é uma das ferramentas mais interessantes e úteis para o mapeamento das taxas dentre processos, no qual a largura das setas é proporcional à percentagem da taxa.

4.3.1 Diagrama de Sankey da Análise Energética

Na Figura (20), tem-se o Diagrama de Sankey com as respectivas taxas energéticas percentuais para ambos os sistemas visto que são proporcionais.

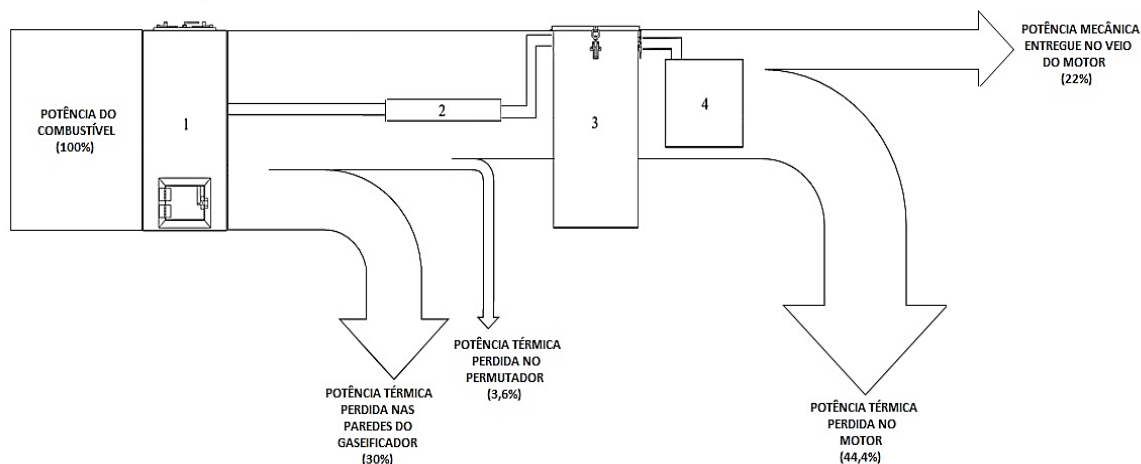


Figura 20 - Diagrama de Sankey da taxa energética

O Diagrama de Sankey da análise energética mostra que da potência do combustível inserida no sistema, ou seja, a biomassa de madeira, 30% é perdida pela transferência de calor entre o interior das paredes no gaseificador e o ambiente externo, 3,6% é perdida na transferência de calor com a água/ar no permutador, e 44,5% é perdido pelas transferências de calor por convecção, gases de escape e sistema de arrefecimento do motor. A potência total e entregue ao veio do motor é de 22%.

4.3.2 Diagrama de Sankey da Análise Exergética

A Figura (21) demonstra o Diagrama de Sankey com as respectivas taxas exergéticas percentuais para ambos os sistemas, visto que são proporcionais.

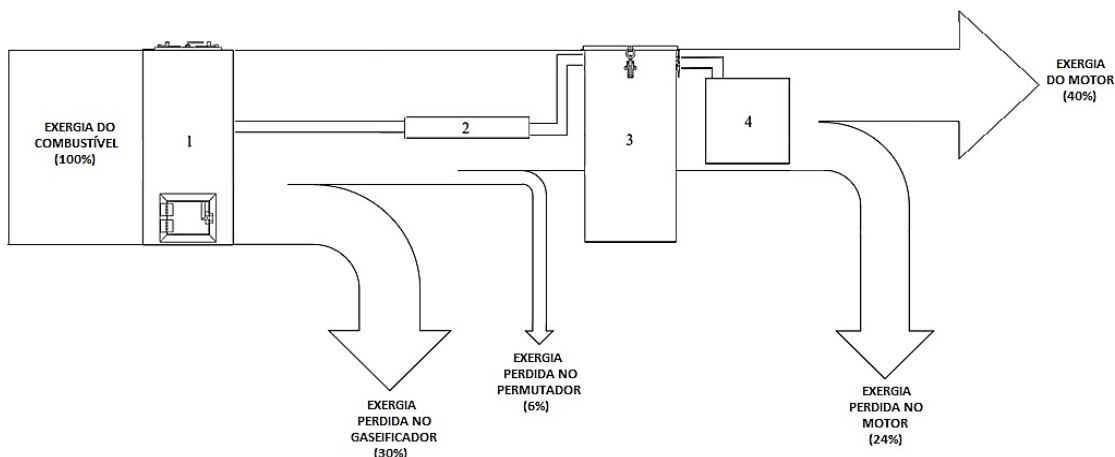


Figura 21 - Diagrama de Sankey do fluxo exergético

Diagrama de Sankey da análise exergética mostra que da exergia do combustível inserido no sistema, ou seja, a biomassa de madeira, 30% do potencial exergético é perdido no gaseificador, 6% é perdido no permutador e 28% é perdido no motor. O potencial exergético no veio do motor é de 42%.

4.4 Discussão

De acordo com a bibliografia, a perda de eficiência esperada em um motor abastecimento com syngas era de 30%. Contudo, quando analisamos a Tabela (3), esta demonstra que para o motor da motobomba, por exemplo, a potência estimada era de 4,78 kW, e com os valores apresentados de potência no veio de 2,16 a 2,57, isso corresponde a um decaimento de 46 a 55%, ou seja, até aproximadamente 25% de perda a mais do esperado.

Fazendo-se a mesma comparação com relação a potência mecânica no veio do motor da motocicleta, percebeu-se um decaimento de 18 a 31%, ou seja, dentro do esperado.

Observou-se as variações de eficiência energética dos gaseificadores estudados na Tabela (1) que possuem uma eficiência energética entre 60 e 70% e, quando comparada com este sistema, pode-se dizer que o valor da eficiência da gaseificação estimada em 70% é verificada. Também identifica-se que a eficiência exergética não se diverge muito em seu resultado com relação a eficiência energética, confirmando mais uma vez para o valor calculado de eficiência exergética da gaseificação e 70%.

Construiu-se um Diagrama de Sankey para auxiliar na visualização das taxas energéticas e exergéticas, onde as setas são proporcionais ao percentual do fluxo.

Contudo, para se obter respostas mais apuradas, era necessário a medição do caudal volúmico do syngas com um medidor de gás. Com este equipamento seria possível identificar qual o volume real de syngas produzido pelo gaseificador. Também seria possível analisar o volume de ar real introduzido no gaseificador. Com esses parâmetros seria possível calcular a eficiência da gaseificação de forma mais apurada. Da mesma forma, podendo ser quantificado o volume de gases de escape na saída do motor de cada sistema.

O Aspen Plus é um simulador que modela matematicamente os processos químicos, usado em operações unitárias até plantas completas. Tal ferramenta poderia ser muito útil na aplicação deste trabalho uma vez que é capaz de executar muito dos principais cálculos de balanço de massa, energia e exergia. Além disso ainda pode efetuar a medição do equilíbrio químico de vapor-líquido, transferência de calor, transferência de massa, fracionamento e queda de pressão, muito utilizada na indústria para simulação dinâmica e de estado estacionário, design de processos, modelagem de desempenho e otimização.

Uma análise econômica seria de grande interesse para proporcionar estudos da viabilidade de implantação desse sistema no objetivo a que se pretende, ou seja, em áreas remotas e com disponibilidade de madeira como combustível.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Foi apresentado neste trabalho um estudo teórico do protótipo de um sistema de pequena escala de gaseificação de biomassa de madeira para abastecer com syngas dois modelos de motores de combustão interna a 4 tempos: o motor RCX-210 da motobomba MRX-50 e o motor de uma motocicleta Honda CG-125 Titan.

A Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica foram aplicadas a fim de avaliar o desempenho energético e exergético para ambos os sistemas com gaseificação de biomassa a ser instalado em comunidades isoladas, onde o acesso a combustíveis fósseis é difícil, mas há abundância de biomassa residual.

Foi considerado para os cálculos um valor máximo de 5900 kJ e um valor mínimo de 5000 kJ teóricos do PCI do syngas, e com isso, para cada um dos sistemas obteve-se uma respectiva variação nos resultados encontrados da análise energética e exergética.

Com a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, com o balanço de energia do gaseificador calculou-se que a potência térmica perdida nas paredes do gaseificador por transferência de calor entre o meio interior e o meio exterior, que variou de 3,71 a 4,38 kW no Sistema 1 e 10,84 a 12,79 kW no Sistema 2. No balanço de energia do motor, obteve-se resultados da potência no veio do motor RCX-210 da motobomba MRX-50 de 2,16 a 2,57 kW e uma eficiência energética global de 22% para o Sistema 1. Para o Sistema 2, do balanço de energia do motor, obteve-se resultados de potência no veio do motor da motocicleta Honda CG-125 Titan de 6,30 a 7,49 kW, com eficiência energética global de 22%.

Com a aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica, com o balanço de exergia do gaseificador encontrou-se valores de irreversibilidade de 1,63 a 1,93 kW para o Sistema 1 e de 4,77 a 5,62 kW para o Sistema 2, com eficiência exergética da gaseificação de 70% para ambos os sistemas. No balanço de exergia do permutador, do Sistema 1 encontrou-se valores de irreversibilidades entre 0,35 a 0,38 kW, e no

Sistema 2 de 0,99 a 1 kW, com uma eficiência exergética no permutador para ambos os sistemas de 91%. No balanço de exergia do motor, encontrou-se valores de irreversibilidades de 1,30 a 1,54 kW para o Sistema 1 e 3,82 a 4,55 kW para o Sistema 2, com eficiência exergética do motor de 62% para ambos os sistemas. Por fim, encontrou-se uma eficiência exergética global de 40% para ambos os sistemas.

A construção do Diagrama de Sankey auxiliou na visualização global das taxas energéticas, em que as setas de proporção percentual de cada taxa indicam o que realmente foi aproveitado e o que foi perdido nos processos.

Analisou-se que para se obter valores mais precisos, é necessária uma análise prática com algumas ferramentas como um medidor de gás para aferir o caudal volúmico de syngas produzido pelo processo de gaseificação, como também o apoio do software Aspen Plus que é capaz de realizar simulações precisas em uma planta energética.

Contudo, para dentro do que pôde analisar, houve uma alta perda de potência entregue no veio do motor para o Sistema 1 de 46 a 55%, quando o esperado era apenas 30% para um motor que é abastecido com syngas. Porém, para o Sistema 2 essa perda de potência esteve entre 18 a 31%, ou seja, 1% a menos do esperado.

5.2 Trabalhos Futuros

- Realizar a medição do caudal volúmico real de syngas entregue pelo gaseificador;
- Realizar a medição da perda de potência térmica nas paredes do filtro por convecção natural com o ar exterior.
- Utilizar o software Aspen Plus para simulação da planta energética;
- Realizar uma análise econômica para se estudar a viabilização da implantação do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] FAO Forestry paper 72, WOOD GAS AS ENGINE FUEL, FOOD AND AGRICULTURE, Organization of the United Nations, 1986, ISBN: 92-5-102436-7, page 125.
- [2] COSTA, M., VILLETTA, M.L, Numerical analysis of a compression ignition engine powered in the dual-fuel mode with syngas and biodiesel. *Energy* 137 (2017) 969-979.
- [3] SRIDHAR, G., MUKUNDA, H.S., Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel - an experimental analysis. *Biomass Bioenergy* (2001) 21:61 e 72.
- [4] HAGOS, F.Y., AZIZ, A.R.A, Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines. Hindawi Publishing Corporation (2014).
- [5] BEENACKERS, A.A.C.M., Biomass gasification in moving beds, a review of European Technologies. *Renewable Energy* 16 (1999) 1180-1886.
- [6] BRIDGWATER, A.V., RADLEIN, M.D., An overview of fast pyrolysis of biomass. *Organic Geochemistry* 30 (1999) 1479-1493.
- [7] BRIDGWATER, A.V., Renewable fuels and chemicals by thermal processing of biomass. *Chemical Engineering Journal* 91 (2003) 87-102.
- [8] KIRUBAKARAN, V., SIVIRAMKRISHNAN, V., A review on gasification of biomass. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 179-86.
- [9] LAPUERTA, M., HERNÁNDEZ, J.J., Gasification and co-gasification of biomass wastes: effect of the biomass origin and the gasifier operating conditions. *Fuel Processing Technology* 89 (2008) 828-37.
- [10] MARTÍNEZ, J.D., MAHKAMOV, K., Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. *Renewable Energy* 38 (2012) 1-9.
- [11] SALEHI, A., MOSTAFA, S.M., Energy, exergy, and environmental (3E) assessments of an integrated molten carbonate fuel cell (MCFC), Stirling engine and organic Rankine cycle (ORC) cogeneration system fed by a biomass-fueled gasifier. *International Journal Of Hydrogen Energy* 44 (2019) 31488-31505.

- [12] VENUGOPAL, D., THANGAVELU, L., Energy, exergy, and sustainability analysis of rice husk air gasification process. *Thermal Science* 23 (2019) 549-560.
- [13] DARMAWAN, A., AJIWIBOWO, M.W, Energy-efficient recovery of black liquor through gasification and syngas chemical looping. *Applied Energy* 2019 (2018) 290-298.
- [14] OGORURE, O.J., OKO, C.O.C., Energy, exergy, environmental and economic analysis of an agricultural waste-to-energy integrated multigeneration thermal power plant. *Energy Conversion and Management* 171 (2018) 222-240.
- [15] PATEL, V.R., PATEL, D., Co-gasification of lignite and waste wood in a pilot-scale (10 kWe) downdraft gasifier. *Energy* 119 (2017) 834-844.
- [16] LIU, M., ZHANG, X., Using pre-drying technology to improve the exergetic efficiency of bioenergy utilization process with combustion: A case study of a power plant. *Applied Thermal Engineering* 127 (2017) 1416-1426.
- [17] PARVEZ, A.M., MUJTABA, I.M., Energy, exergy and environmental analyses of conventional, steam and CO₂-enhanced rice straw gasification. *Energy* 94 (2016) 579-588.
- [18] RUPESH, S., MURALEEDHARAN, C., ASPEN plus modelling of air–steam gasification of biomass with sorbent enabled CO₂ capture. *Efficient Technologies* 2 (2016) 94-103.
- [19] PAENGJUNTUEK, W., BOONMAK, J., Energy Efficiency Analysis in An Integrated Biomass Gasification Fuel Cell System. *Energy Procedia* 79 (2015) 430-435.
- [20] WU, Y., YANG, W., Energy and Exergy Analysis of High Temperature Agent Gasification of Biomass,” *Energies* 4 (2014) 2107–2122.
- [21] ZHANG, Y., FENG, J. Energy and exergy analyses of a mixed fuel-fired grate–kiln for iron ore pellet induration. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 2064–2071.
- [22] NOGUEIRA, L.A. H., E.E.S. Lora, *DENDROENERGIA: FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES* 2^a ed., Interciência, 2003, Rio de Janeiro.

- [23] CHAVES, L.I., SILVA, M. J., et al., SMALL-SCALE POWER GENERATION ANALYSIS: DOWNDRAFT GASIFIER COUPLED TO ENGINE GENERATOR SET. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 58 (2016) 491- 498.
- [24] MAZAHERI, N.; AKBARZADEH, A.H., SYSTEMATIC REVIEW OF RESEARCH GUIDELINES FOR NUMERICAL SIMULATION OF BIOMASS GASIFICATION FOR BIOENERGY PRODUCTION. *Energy Conversion and Management* 183 (2019) 671-688
- [25] SUSASTRIAWAN, A.A.P., SAPTOADI, H., SMALL-SCALE DOWNDRAFT GASIFIERS FOR BIOMASS GASIFICATION: A REVIEW. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 76 (2017) 989-1003.
- [26] KUMAR, S., SHUKLA, S.K., A REVIEW ON WOOD DOWNDRAFT GASIFIER PLANT DESIGN FOR BIOMETHANE GAS PRODUCTION, 2015 International Conference on Energy Systems and Applications (ICESA 2015).
- [27] ANUKAM, A., MAMPHWELI, S., P. Reddy, PRE-PROCESSING OF SUGARCANE BAGASSE FOR GASIFICATION IN A DOWNDRAFT BIOMASS GASIFIER SYSTEM: A COMPREHENSIVE REVIEW. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 66 (2016) 775-801
- [28] RIBEIRO, L.F.; SAVOSH, L.; GASOGÉNEO EM EMPILHADORA DE SERRAÇÃO DE MADEIRAS. Centre for Renewable Energy Research – INEGI – Portugal, pp. 2, 2017.
- [29] ÇENGEL Y.A., Boles M. A. TERMODINÂMICA. 5a ed., MC Graw Hill, CETESB, 2011.
- [30] BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; LAVINE, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th edition. ed. Wiley, 2011.
- [31] MARTINS, J. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA, Publindústria – Edições Técnicas, 2a edição. Porto, 2006.
- [32] OLIVEIRA, P.P., FUNDAMENTOS DE TERMODINÂMICA APLICADA: ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA, Lidel Edições Técnicas, Lisboa, 2012.
- [33] LEMOS, D. de S.; DOWNDRAFT GASIFIER FOR OPERATING SMALL POWER INTERNAL COMBUSTION ENGINES. 103 f. Dissertação – Programa de

Dupla Diplomação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Instituto Politécnico de Bragança. Bragança, 2019.

[34] PLANETA HUERTO, CULTIVA TU VIDA, 2019, disponível em: https://www.planetahuerto.pt/venda-motobomba-campeon-mrx-50_27409. Acesso em: 13 nov. 2019.

[35] SWEDEN. Book; Book/Illustrated; Government publication. Generator gas: the Swedish experience from 1939-1945. [S.l.]: Golden, Colo.: Solar Energy Research Institute; [Springfield, Va: available from National Technical Information Service, U.S. Dept. of Commerce], 1979. "Originally published in Swedish by the Ingeniorsvetenskapsakademien (Swedish Academy of Engineering) ... Stockholm, 1950."

[36] BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; LAVINE, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th edition. ed. Wiley, 2011. ISBN 9780470501979. Disponível em: <https://books.google.pt/books?id=vvyIoXEywMoC>.