

VITOR ALBERTO LEMES MONTEIRO

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE GÁS DE
SÍNTESE DE COMBUSTÍVEL DERIVADO DE
RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS COM SIMULAÇÕES
EM CICLOS DE POTÊNCIA A GÁS E VAPOR**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2019

VITOR ALBERTO LEMES MONTEIRO

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE GÁS DE SÍNTESE DE
COMBUSTÍVEL DERIVADO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS
COM SIMULAÇÕES EM CICLOS DE POTÊNCIA A GÁS E VAPOR**

Dissertação a ser apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Solidônio R. de Carvalho

UBERLÂNDIA – MG

2019

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M775 Monteiro, Vitor Alberto Lemes, 1992-
2019 Modelagem Termodinâmica de Gás de Síntese de Combustível
Derivado de Resíduos Sólidos Urbanos com Simulações em Ciclos
de Potência a Gás e Vapor [recurso eletrônico] / Vitor Alberto
Lemes Monteiro. - 2019.

Orientador: Solidônio Rodrigues de Carvalho.
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2019.2262>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Rodrigues de Carvalho, Solidônio,
1978-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-
graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posgrad.mecanica.ufu.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 552, COPEM				
Data:	trinta de agosto de dois mil e dezenove	Hora de início:	08:30	Hora de encerramento:	10:35
Matrícula do Discente:	11812EMC017				
Nome do Discente:	Vitor Alberto Lemes Monteiro				
Título do Trabalho:	Modelagem Termodinâmica de Gás de Síntese de Combustível Derivado de Resíduos Sólidos Urbanos com Simulações em Ciclos de Potência a Gás e Vapor				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se no Anfiteatro C - Bloco 50, Campus Santa Mônica, da Universidade Federal de Uberlândia, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Albino José Kalab Leiroz - UFRJ; Francisco José de Souza - FEMEC/UFU; Solidônio Rodrigues de Carvalho - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o(a) presidente da mesa, Dr(a). Solidônio Rodrigues de Carvalho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Francisco José de Souza, Professor(a) do Magistério Superior**, em 30/08/2019, às 10:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Albino José Kalab Leiroz, Usuário Externo**, em 30/08/2019, às 10:43, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1508476** e o código CRC **8B79B41C**.

DEDICATÓRIA

Ao meu avô, Wilson Braz Pinto.

AGRADECIMENTOS

Expresso meus sinceros agradecimentos a todos que participaram, direta ou indiretamente, da realização deste trabalho, principalmente:

- Ao Prof. Solidônio R. de Carvalho pela orientação, amizade, disposição e atenção ao longo da realização deste trabalho
- Aos professores Valério L. Borges, Alam G. Trovó, Washington M. S. Júnior que contribuíram nos estudos relacionados à linha de pesquisa em gaseificação.
- Ao Diretor Técnico Luciano R. Infiesta – Carbogás Energia Ltda. – pela excelente dedicação e atenção, que possibilitaram o desenvolvimento do Projeto P&D que originou este trabalho.
- Agradeço as companhias brasileiras: Furnas Centrais Elétricas S.A. e Carbogás Energia Ltda., assim como as agências governamentais ANEEL, CAPES, CNPq e FAPEMIG pelo suporte financeiro.
- Aos doutorandos Cassius R. N. Ferreira, Maurício G. A. dos Reis e Valdislaine M. da Silva pelo companheirismo e pelos grandes aprendizados alcançados juntos.
- À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela estrutura física e organizacional de um dos melhores programas de pós-graduação do país, que possibilitaram minha formação nos últimos anos.
- À Família Manifesto pelo acolhimento e por todo apoio e suporte rendido nos nossos momentos juntos.
- Agradeço, sobretudo, a Deus, pela saúde, disposição e força para enfrentar os momentos difíceis, mas que sempre gera aprendizado e superação. Agradeço também por plantar em mim o enorme gosto e interesse pela engenharia.

MONTEIRO, V. A. L. **Modelagem Termodinâmica de Gás de Síntese de Combustível Derivado de Resíduos Sólidos Urbanos com Simulações em Ciclos de Potência a Gás e Vapor**. 2019. 129 p. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

Resumo

Frente à crescente geração de resíduos sólidos urbanos, que soma aproximadamente 440 kg por pessoa anualmente, as técnicas comumente empregadas, como sua disposição em aterros e lixões, enfrentam sérios problemas relacionados ao espaço físico, contaminação e desperdício. A gaseificação é uma tecnologia, dentre as chamadas *waste to energy*, de conversão de biomassa em gás de síntese por meio do aquecimento em condições controladas que tem se mostrado promissora para atender às demandas de crescimento populacional e, conseqüentemente, de resíduos sólidos urbanos. Nesse cenário, o presente trabalho teve como objetivo desenvolver a modelagem termodinâmica de gás de síntese oriundo da gaseificação de combustível derivado de resíduos sólidos urbanos e realizar simulações dos ciclos de potência a gás e a vapor mais utilizados na geração de energia elétrica. A modelagem consistiu nos cálculos de estequiometria química quando da combustão desse combustível para a obtenção de parâmetros de cálculos de ciclos de potência. Concluiu-se que as espécies CO, CH₄, C₂H₄ e H₂, além dos componentes de maiores cadeias carbônicas, apresentam influência significativa no poder calorífico inferior, densidade do gás e temperatura adiabática de chama. A aplicação do gás de síntese em ciclos de potência envolvendo combustão interna é de alta complexidade, o que inviabiliza sua utilização na Usina Termoquímica de Geração de Energia (UTGE), alvo do presente trabalho. O Ciclo Combinado Gás-Vapor apresentou a maior eficiência na conversão energética, porém, de alto custo. Assim, a opção mais viável para a utilização do gás de síntese na UTGE se dá por meio do Ciclo Rankine Regenerativo.

Palavras chave: gás de síntese, Otto, Brayton, Rankine, gaseificação.

MONTEIRO, V. A. L. **Thermodynamic Modeling of Synthesis Gas from Refuse Derived Fuel of Municipal Solid Waste with Simulations in Gas and Steam Power Cycles**. 2019. 129 p. M. Sc. Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Brazil.

Abstract

Faced with the increasing generation of municipal solid waste, approximately 440 kg per person annually, the commonly techniques employed for its management face serious problems related to disposing areas, contamination and economic loss. Gasification is a waste to energy technology, which converts biomass into synthesis gas by heating under controlled conditions, is very promising to meet the demands of population growth and, consequently, municipal solid waste production. Thereby, the present work aimed to develop the thermodynamic modeling of synthesis gas from gasification of refuse derived fuel from municipal solid waste and to perform simulations in gas and steam power cycles used in power plants. Chemical stoichiometry calculations due to its combustion were conducted to obtain parameters required to power cycle simulation. It was concluded that the species CO, CH₄, C₂H₄ and H₂, besides the higher carbon chain present in the synthesis gas in small quantities, had significant influence on the parameters such as lower heating value, gas density and adiabatic flame temperature. The application of synthesis gas in power cycles involving internal combustion has high complexity and makes the use of Brayton and Otto cycles unfeasible in Gasification Power Plants. The Gas-Steam Combined Cycle presented the higher efficiency in energy conversion, however involves more machines and equipment costs. Thus, the most suitable option for that application of synthesis gas was the Regenerative Rankine Cycle.

Keywords: syngas, Otto, Brayton, Rankine, gasification.

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

Símbolos Latinos:

AC	: Razão ar/combustível
BWR	: <i>Backwork ratio</i> (Razão de potência no compressão/potência na turbina)
$c_{p[i]}$: Calor específico à pressão constante da i -ésima espécie química do gás de síntese
d	: Diâmetro do cilindro do motor
En_{exa}	: Energia dos gases na exaustão da turbina a gás
h	: Entalpia (ar, vapor, gás de síntese, etc)
h	: Entalpia
h_i	: Entalpia de um processo (compressão ou expansão) ideal
$h_{[i]}$: Entalpia de formação da i -ésima espécie química do gás de síntese
\dot{m}	: Vazão mássica (gás de síntese ou CDR, etc)
\dot{m}_{ar}	: Vazão mássica de ar
$\dot{m}_{exaustão}$: Vazão mássica de gases na exaustão da turbina a gás
\dot{m}_{syngas}	: Vazão mássica de gás de síntese
$MM_{[i]}$: Massa molar da i -ésima espécie química do gás de síntese
m_{mist}	: Massa de mistura ar-combustível
\dot{m}_{mist}	: Vazão mássica de mistura ar-combustível
$\dot{m}_{v_{exa}}$: Vazão mássica de vapor na exaustão da turbina
$\dot{m}_{v_{ext}}$: Vazão mássica de vapor na extração da turbina
\dot{m}_v	: Vazão mássica de vapor
n	: Número de espécies químicas presente no gás de síntese ou Coeficiente politrópico nos ciclos Otto
Nc	: Numero de cilindros
ne	: Número de mols de entrada
$ne_{[i]}$: Número de mols “de entrada” da i -ésima espécie química do gás de síntese
ne_{O_2}	: Número de mols de oxigênio
$ns_{[i]}$: Número de mols “de saída” da i -ésima espécie química do gás de síntese
P	: Pressão

P_{atm}	: Pressão atmosférica
PCI_{CDR}	: Poder Calorífico Inferior do CDR
$PCI_{syngás}$: Poder Calorífico Inferior do Gás de Síntese
$P_{[i]}$: Porcentagem da i -ésima espécie química do gás de síntese
PME	: Pressão média efetiva
P_t	: Potência térmica do reator
\dot{Q}	: Taxa de calor na combustão
Q_c	: Calor proveniente do processo de compressão
\dot{Q}_{cd}	: Taxa de calor no condensador
\dot{Q}_{comb}	: Taxa de calor da combustão
Q_e	: Calor proveniente do processo de expansão
\dot{Q}_{gv}	: Taxa de calor do gerador de vapor
Q_h	: Calor proveniente da fonte quente do ciclo
\dot{Q}_h	: Taxa de calor proveniente da fonte quente do ciclo
Q_l	: Calor proveniente da fonte fria do ciclo
\dot{Q}_l	: Taxa de calor proveniente da fonte fria do ciclo
r	: Razão de compressão do motor
R	: Constante de proporcionalidade do ar
r_p	: Razão de pressão
RPM	: Rotação do motor
RPS	: Rotação do motor em rotações por segundo
s	: Entropia ou Curso do Pistão
s_i	: Entropia de um processo (compressão ou expansão) ideal
T	: Temperatura
T_{amb}	: Temperatura ambiente
T_{chama}	: Temperatura da chama na combustão
u	: Energia interna
UR	: Umidade relativa do ar
v	: Volume específico
\dot{V}	: Vazão volumétrica
Vo_1	: Volume admitido de mistura
\dot{V}_{syngas}	: Vazão volumétrica de gás de síntese
V_t	: Volume total de admissão do motor
\dot{W}_b	: Potência na bomba

\dot{W}_c	: Potência no compressor
W_{comp}	: Trabalho consumido no processo de compressão
$\dot{W}_{efetiva}$: Potência efetiva gerada no ciclo
W_{exp}	: Trabalho gerado no processo de expansão
\dot{W}_{liq}	: Potência líquida do ciclo
\dot{W}_{ge}	: Potência elétrica no gerador
\dot{W}_{ge1}	: Potência elétrica no gerador do ciclo a gás
\dot{W}_{ge2}	: Potência elétrica no gerador do ciclo a vapor
$\dot{W}_{indicada}$: Potência indicada do ciclo
W_{liq}	: Trabalho líquido
$W_{liq_{indicado}}$: Trabalho líquido indicado do ciclo
\dot{W}_t	: Potência de eixo na turbina
$\dot{W}_{teórica}$: Potência teórica do ciclo
\dot{W}_{tg}	: Potência de eixo na turbina a gás
\dot{W}_{tv}	: Potência de eixo na turbina a vapor

Símbolos Gregos:

ϵ	: Efetividade da caldeira de recuperação de calor
η_b	: Eficiência isentrópica da bomba
η_c	: Eficiência isentrópica do compressor
$\eta_{combustor}$: Eficiência do combustor
η_{ge}	: Eficiência do gerador elétrico
η_{gv}	: Eficiência térmica do gerador de vapor
η_{mec}	: Eficiência mecânica do motor
η_{motor}	: Eficiência efetiva do motor
η_{otto}	: Eficiência efetiva de um motor Otto
η_{reator}	: Rendimento do reator
η_t	: Eficiência isentrópica da turbina
η_{term}	: Eficiência térmica
$\eta_{termoelétrica}$: Eficiência termoelétrica
η_{tg}	: Eficiência isentrópica da turbina a gás
η_{tv}	: Eficiência isentrópica da turbina a vapor

- $\rho_{[i]}$: Densidade da i -ésima espécie química do gás de síntese
 ρ_{syngas} : Densidade do Gás de Síntese
 ϕ : Razão de ar (excesso ou escassez de oxigênio) na combustão
 ω : Umidade absoluta do ar

Siglas e abreviaturas:

- CDR : Combustível Derivado de Resíduos Sólidos Urbanos
IAPWS : *International Association for the Properties of Water and Steam*
FID : Detector de Ionização de Chama
LPSR : Linha de Processamento de Resíduos Sólidos Urbanos
MRDF : *Municipal Refuse Derived Fuel*
PCI : Poder Calorífico Inferior
RSU : Resíduos Sólidos Urbanos
SWPL : *Solid Waste Processing Line*
TCD : Detector de Condutividade Térmica
UTGE : Usina Termoquímica de Geração de Energia

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Justificativa.....	4
1.4. Estrutura da Dissertação.....	5
CAPÍTULO II - Revisão Bibliográfica.....	6
2.1. Gestão de Resíduos Sólidos Urbanos.....	6
2.1.1. <i>Aterramento</i>	6
2.1.2. <i>Incineração</i>	6
2.1.3. <i>Pirólise</i>	7
2.1.4. <i>Liquefação</i>	8
2.1.5. <i>Gaseificação</i>	9
2.2. Tecnologias de Recuperação de Resíduos.....	12
2.3. Gestão de Resíduos Sólidos Urbanos no Mundo.....	14
2.4. Gaseificação de Resíduos no Brasil.....	15
2.5. Tipos de Reatores de Gaseificação.....	18
2.5.1. <i>Gaseificadores de Leito Fixo</i>	22
2.5.2. <i>Gaseificador de Tambor rotativo (Rotary Kiln Gasifier)</i>	23
2.5.3. <i>Gaseificador de Grelha Móvel (Moving Grate Gasifier ou Mechanical-grate Gasifier)</i>	24
2.5.4. <i>Gaseificadores de Escoamento Direcionado (Entrained Flow Gasifier)</i>	25
2.5.5. <i>Gaseificador a Plasma (Plasma Gasifier)</i>	25
2.5.6. <i>Gaseificadores de Leito Fluidizado</i>	27
2.6. Combustíveis de Biomassa.....	29
2.7. Aplicação do Gás de Síntese: propósito do presente trabalho.....	30
2.7.1. <i>Motores de Combustão Interna – Ciclo Otto</i>	32
2.7.2. <i>Ciclo de Potência a Gás – Ciclo Brayton</i>	33
2.7.3. <i>Ciclo de Potência a vapor (Ciclo Rankine)</i>	33
CAPÍTULO III - Procedimentos Teóricos e Experimentais.....	36
3.1. Características Gerais da UTGE.....	36

3.2.	Características do Sistema de Gaseificação	39
3.3.	Gás de Síntese e Análises Químicas	43
3.4.	Modelagem Termoquímica da Combustão do Gás de Síntese	44
3.4.1.	<i>Dados de Entrada</i>	45
3.4.2.	<i>Balanço Estequiométrico</i>	45
3.4.3.	<i>Análise Termodinâmica</i>	47
3.4.4.	<i>Influência da Variação da Composição do Gás de Síntese</i>	48
3.5.	Aplicação do Gás de Síntese	49
3.5.1.	<i>Ciclo Rankine Simples</i>	51
3.5.2.	<i>Ciclo Rankine Regenerativo</i>	54
3.5.3.	<i>Ciclo Brayton Simples</i>	57
3.5.4.	<i>Ciclo Brayton Regenerativo</i>	61
3.5.5.	<i>Ciclo Combinado Gás-Vapor</i>	64
3.5.6.	<i>Ciclo Otto</i>	69
CAPÍTULO IV - Resultados e Discussões		78
4.1.	Gás de Síntese	78
4.2.	Modelagem Termoquímica da Combustão do Gás de Síntese	80
4.3.	Influência da Variação da Composição do Gás de Síntese	81
4.4.	Análise Termodinâmica da Aplicação do Gás de Síntese	86
4.4.1.	<i>Ciclo Rankine Simples</i>	86
4.4.2.	<i>Ciclo Rankine Regenerativo</i>	88
4.4.3.	<i>Ciclo Brayton Simples</i>	91
4.4.4.	<i>Ciclo Brayton Regenerativo</i>	95
4.4.5.	<i>Ciclo Combinado Gás-Vapor</i>	97
4.4.6.	<i>Ciclo Otto</i>	99
4.4.7.	<i>Comparativo dos Ciclos de Potência</i>	105
CAPÍTULO V - Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros		109
CAPÍTULO VI - Referências Bibliográficas		113

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

Muito se discute sobre o tratamento dos resíduos produzidos pela sociedade humana, haja vista a quantidade de resíduos sólidos urbanos (RSU) produzidos diariamente (ISWA, 2017). Anualmente, cerca de 1,2 kg de RSU são produzidos diariamente por pessoa (BHOI et al., 2018). O cenário comum e a cultura encontrados no Brasil refletem em um descarte não controlado, sendo os lixões o destino mais frequente para o RSU. No Brasil, a Lei 12.305/2010 instituiu a Política Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS), em que foram definidos diversos objetivos e metas a serem alcançados para um melhor futuro do país em termos de gestão de resíduos sólidos em todos os níveis administrativos. Assim, fica evidente a necessidade de sistemas que possibilitem a destinação adequada para os resíduos, bem como a recuperação energética desses materiais.

Face à problemática dos procedimentos de deposição em aterros e lixões, existe, portanto, a demanda por tecnologias capazes de reduzir impactos ambientais sobre, por meio de técnicas mais eficazes, de modo a atender a exigências normativas ambientais e com enfoque no desenvolvimento humano sustentável (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018).

Os resíduos sólidos urbanos, devido à sua composição variada, armazenam energia na forma de ligações químicas entre moléculas de carbono, hidrogênio e oxigênio. Essas ligações químicas liberam grande quantidade de energia quando quebradas, produzindo gases, líquidos ou sólidos, que contém biocombustíveis e podem ser utilizados na geração de energia, transporte e em indústrias petroquímicas. Portanto, o RSU tem grande potencial de produção de bioenergia (SIPRA; GAO; SARWAR, 2018). Nesse sentido, há a possibilidade de geração de energia (térmica ou elétrica) a partir de RSU, por meio dos métodos de recuperação.

Nesse sentido, segundo Jain e Sharma (2011), há duas categorias de tecnologias envolvendo a conversão de resíduos em energia – as chamadas *Waste-to-Energy* (WTE) (SOMORIN; ADESOLA; KOLAWOLE, 2017) -, que se dividem os seguintes processos de recuperação:

- Processos biológicos:
 - Digestão anaeróbica
 - Fermentação
- Processos termoquímicos:
 - Incineração/Combustão
 - Pirólise
 - Gaseificação
 - Liquefação

Os procedimentos mais usuais na gestão de RSU são a reciclagem, processos biológicos (ex.: compostagem, digestão), aterramento, os que visam à recuperação de energia (reciclagem termoquímica) armazenada entre moléculas de carbono, hidrogênio e oxigênio, tais como incineração, pirólise e gaseificação (SIPRA; GAO; SARWAR, 2018).

Incineração, pirólise, gaseificação e suas variações são os processos termoquímicos de recuperação de energia mais usuais. No processo de incineração, a energia é liberada na forma de calor, via combustão direta, enquanto nos processos de pirólise e gaseificação, combustíveis líquidos e gasosos são produzidos e podem ser usados para conversão em energia elétrica (LINO e ISMAIL., 2018).

ASTRUP et al. (2015) analisaram vários estudos de caso envolvendo tecnologias WTE utilizadas pelo mundo, dos quais aproximadamente 82 % são focados em incineração e a gaseificação assume percentual menor que 10 %. Contudo, no Brasil, com a PNRS, a incineração de resíduos sólidos ou rejeitos foi proibida. Por essa razão, apesar da tecnologia envolvendo a gaseificação encontrar-se ainda em desenvolvimento, é bastante promissora, além de apresentar vantagens significativas sobre as técnicas de aterramento e de incineração.

Há, entretanto, diversas dificuldades para a elaboração e execução do processamento de RSU por meio da gaseificação, por exemplo, a falta de incentivos financeiros, de viabilidade governamental para comércio de energia elétrica (REZAEI et al., 2018), de desenvolvimento de equipamentos necessários, como linhas de processamento de resíduos em escala industrial (INFIESTA et al., 2019) e reatores termoquímicos de gaseificação apropriados para

as particularidades do RSU, como as variações de umidade e de poder calorífico (PANEPINTO et al., 2015).

Nesse contexto, o presente trabalho se insere nas pesquisas relacionadas ao projeto de pesquisa e desenvolvimento ANEEL de nº PD-0394-1602/2016 – intitulado “Aproveitamento energético e geração de energia elétrica de resíduos sólidos urbanos a partir de reator termoquímico” – e o projeto de Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação (P&D + I) celebrado entre a UFU, Furnas Centrais Elétricas S.A. e a empresa Carbogás Energia Ltda. – “Elaboração de Metodologia e Infraestrutura Tecnológica para aumento da Eficiência de Sistemas de Geração por meio da Caracterização e Padronização de Reator Termoquímico e Combustível Derivado de Resíduo”. Este estudo envolve a patente PI 1001589-2 A2 do reator termoquímico, desenvolvido pela Carbogás Energia Ltda., que será utilizado na Unidade Térmica de Geração de Energia (UTGE), em fase de construção na cidade de Boa Esperança-MG, para produção de 1 MWh de energia elétrica.

1.2. Objetivos

No presente trabalho teve-se como objetivo principal o estudo da aplicação do gás de síntese produzido pela gaseificação de combustível derivado de resíduos (CDR) em leito fluidizado circulante em escala industrial. A finalidade prática para esse estudo se dá pela necessidade de se compreender melhor a aplicação do gás combustível nos possíveis ciclos de potência, analisando sua viabilidade técnica e econômica no âmbito da geração de energia em Usinas Termoquímica de Geração de Energia (UTGE). Ademais, objetivou-se também investigar aspectos relacionados à gaseificação de CDR, que definem as características principais do gás de síntese produzido, como a composição e a relevância de cada componente.

Para executar tal proposição, estabeleceu-se os seguintes **objetivos específicos**:

- Descrever a composição do gás de síntese e dissertar a respeito dos aspectos relevantes de sua aplicação;
- Avaliar a influência de cada espécie química contida no gás sobre o poder calorífico, densidade e temperatura adiabática de chama;
- Descrever sobre a composição do gás de síntese levantando aspectos teóricos e bibliográficos relativos à gaseificação;
- Propor aplicação do gás de síntese nos possíveis ciclos de potência;
- Investigar a viabilidade da aplicação do gás de síntese em cenários de interesse ao projeto em que se insere o presente trabalho;

Todos os objetivos foram determinados considerando-se as limitações e propósitos da UTGE em fase de construção na cidade de Boa Esperança-MG. Portanto, alguns aspectos relativos ao processo de pré-tratamento de RSU, produção e gaseificação de CDR e outros tópicos relevantes serão também apresentados ao longo do presente trabalho.

1.3. Justificativa

A possibilidade de geração de energia térmica e/ou elétrica por meio da gaseificação de resíduos é de extrema relevância na busca por energias renováveis, ao racionalizar a matriz energética – diminuindo o risco de colapso do fornecimento de energia (apagões) devido ao baixo nível de reservatórios e de utilização de usinas termelétricas – e ao reduzir a dependência do Brasil de combustíveis fósseis tradicionais.

Além disso, atualmente, por se tratar de um método de aplicação industrial também na produção de energia pelo carvão, encontra-se na literatura inúmeros trabalhos relativos à gaseificação dessa matéria prima. Porém, em se tratando de gaseificação de resíduos, a quantidade de pesquisas relacionadas é bem menor. Ademais, não foram encontrados trabalhos envolvendo a gaseificação de Resíduos Sólidos Urbanos (RSU) ou derivado (CDR) em escala industrial.

O desenvolvimento da presente linha de pesquisa pode levar aos seguintes impactos tecnológicos:

- melhorias de processos que ocorrem em reatores termoquímicos industriais;
- otimização de parâmetros operacionais de reatores;
- otimização de características de projeto de reatores;
- possibilitar ampliação desses equipamentos para processamento em larga escala;
- capacitação de profissionais de áreas industriais correlatas;
- geração de patentes;
- nacionalização de tecnologias ao nível de excelência mundial

Tem-se como finalidade contribuir para o aumento de eficiência da UTGE por meio da otimização e padronização de seus processos, agregar informações técnicas para otimização de projeto e operação de reatores de gaseificação de CDR e prover embasamento científico para a comunidade governamental no tocante a funcionalidade, aplicabilidade e viabilidade da gaseificação como alternativa para a gestão de Resíduos Sólidos Urbanos (RSU).

Indiretamente, a pesquisa colabora com a viabilização e difusão de tecnologias voltadas ao desenvolvimento sustentável, especificamente no que diz respeito a uma melhor destinação do lixo urbano; o que contribui com a progressão de atividades públicas de saúde e saneamento básico além de minimizar impactos ambientais causados pelos resíduos urbanos, minimização das emissões de gases de efeito estufa (principalmente gás metano proveniente de aterros).

1.4. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está estruturada em seis capítulos.

O segundo capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre o tema, abordando aspectos relacionados às tecnologias empregadas na gestão de RSU no Brasil e no mundo, com destaque para a gaseificação de biomassa. Em seguida, são brevemente descritos os tipos de reatores termoquímicos comumente utilizados nesse processo, produtos gerados, combustíveis e aplicação de gás de síntese em ciclos de potência para geração de energia.

O terceiro capítulo apresenta os procedimentos teóricos e experimentais executados, como as características gerais da UTGE de Boa Esperança-MG, gás de síntese e análises químicas, bem como a modelagem termoquímica de combustão do gás de síntese e a modelagem termodinâmica da aplicação desse combustível em ciclos de potência para a UTGE.

No quarto capítulo, são apresentados os resultados daqueles procedimentos e a discussão referente àqueles resultados. Inicialmente foram feitas a avaliação dos principais parâmetros de interesse do gás de síntese e a análise paramétrica dos mesmos, a fim de investigar sua influência nas características do gás de síntese. Posteriormente, foram apresentadas as informações obtidas pela modelagem termodinâmica do gás de síntese em ciclos de potência e avaliados os fatores pertinentes nessa finalidade.

Reuniu-se, no quinto capítulo, as conclusões finais oriundas dos resultados obtidos. Ademais, foram listadas as sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, no capítulo sete, são relacionadas as referências bibliográficas utilizadas ao longo do presente trabalho.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Gestão de Resíduos Sólidos Urbanos

2.1.1. Aterramento

O aterro pode ser definido como sanitário e controlado. O aterramento sanitário consiste no descarte controlado de resíduos em terra com a finalidade de reduzir o impacto ambiental por meio da recuperação do biogás e contenção de produtos de lixiviação (chorume) gerados. Entretanto, o aterramento controlado – uma técnica intermediária entre o lixão e o aterro sanitário oferece uma solução mais simples e acessível para o descarte, visto que não há tratamento de efluentes e preparação do solo. Trata-se da prática mais comum em países em desenvolvimento, o que representa uma séria ameaça ao meio ambiente (KUMAR e SAMADDER, 2017).

De forma geral, o aterramento consiste em uma técnica simples que pode acarretar em aspectos negativos relacionados a impactos ambientais, como a poluição de aquíferos e emissões de poluentes (CUCHIELLA et al., 2014). Nesse sentido, alguns autores afirmam que há vantagens econômicas e de caráter ambiental na utilização de processos termoquímicos, como a gaseificação, em relação ao aterramento, como a alta qualidade do gás de síntese produzido (BEHREND e KRISHNAMOORTHY, 2017), menor impacto por emissões de metais pesados de aterros (HELLWEG et al., 2005) e vantagens ecológicas (ASSEFA, G., 2005).

2.1.2. Incineração

A incineração é um processo termoquímico que consiste na combustão direta do RSU, *i.e.*, na presença de oxigênio em temperaturas acima de 850 °C para converter o RSU em CO₂, vapor d'água, voláteis e cinzas sólidas contendo uma pequena quantidade de carbono residual. Dentre as vantagens da incineração tem-se a redução de volume e massa do RSU

em 90 % e 75 % respectivamente, eliminação de patógenos e geração de calor, que pode ser transformado em eletricidade e/ou aquecimento residencial de água (LINO e ISMAIL, 2018).

Esse é o método mais utilizado em países desenvolvidos e ganhou sua popularidade desde a década de 1960 pois é um processo barato e rápido para redução de resíduos (BEHREND e KRISHNAMOORTHY., 2017). Entretanto, a incineração de lixo urbano, por conter grande diversidade de produtos, requer um controle de emissões rigoroso pois produz dioxinas, furanos, óxidos de nitrogênio e enxofre, além da poluição do solo e da água devido a presença de metais pesados nas cinzas (KUMAR e SAMADDER, 2017).

2.1.3. Pirólise

A pirólise é um processo termoquímico que consiste na degradação térmica do RSU, com temperaturas que variam de 300 a 800 °C, dependendo do material utilizado no processo. O processo se inicia com a decomposição da matéria orgânica a 300 °C com ausência total ou parcial de oxigênio. Em seguida, a temperatura é aumentada para 800 °C em uma atmosfera não reativa. Seus produtos finais são gases combustíveis, hidrocarbonetos líquidos e resíduos sólidos. É uma tecnologia que tem custo-benefício e eficiência altamente variáveis, de acordo com as finalidades energéticas e ambientais (MOYA et al., 2017).

A pirólise de materiais orgânicos produz gases, produtos líquidos e gera um resíduo sólido rico em carbono (char). As proporções de rendimento sólido, líquido e gasoso dependem do material que é pirolisado e das condições do processo (GURGUL; SZCZEPANIAK; MALICKA, 2018).

Os produtos produzidos a partir da pirólise se diferem no rendimento e composição devido a parâmetros como o tipo de matéria-prima, o equipamento reator, tempo de residência do gás, taxa de aquecimento, temperatura, faixas de pressão, efeito de catalisadores (se houver) e presença de hidrogênio. O processo de pirólise é ainda dividido com base nesses parâmetros em pirólise lenta e pirólise rápida (SIPRA; GAO; SARWAR, 2018), conforme mostrado na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 – Diferenças entre pirólise lenta e pirólise rápida (Adaptado de SIPRA; GAO; SARWAR, 2018)

<i>Pirólise lenta</i>	<i>Pirólise rápida</i>
Maior tempo de residência (alguns minutos)	Menor tempo de residência (alguns segundos)
Menores taxas de aquecimento	Maiores taxas de aquecimento
Menores quantidades de alcatrão e maior quantidade de gás	Resfriamento rápido de vapores para formar óleo líquido
Produto primário: char	Produto primário: bio-óleo e gás
Faixa de temperatura: 227-677 °C	Faixa de temperatura: 577-977 °C

2.1.4. Liquefação

A liquefação (*direct liquefaction* ou *thermal-liquefaction*) é um processo de decomposição térmica de materiais que contém carbono em produtos predominantemente líquidos com a utilização de um solvente líquido. Em geral, é realizada sob temperaturas moderadas e pressões tipicamente entre 200 a 400 °C e 20 a 200 bar, respectivamente (HAVERLY et al., 2018).

Esse tratamento tem como principais vantagens a possibilidade de se utilizar de variados tipos de biomassa úmida, temperaturas de operação relativamente menores em relação aos processos de pirólise e gaseificação, por exemplo e a capacidade de reduzir a quantidade de oxigênio presente nos produtos. Entretanto, a liquefação é conhecida por ser um método de conversão termoquímica melhor aplicado em materiais úmidos, como a matéria orgânica presente no RSU, diferentemente do processo de pirólise, em que a biomassa deve passar por uma secagem antes da conversão (ISA; ABDULLAH; ALI, 2018).

A Tab. 2.2 mostra algumas diferenças de parâmetros operacionais entre os processos de liquefação, pirólise, pirólise rápida – processo de pirólise com tempo de residência reduzido – e gaseificação; bem como os produtos gerados no processo.

Tabela 2.2 – Parâmetros operacionais e produtos de alguns processos termoquímicos (Adaptado de BEHRENDT et al., 2008)

Processo	Solvente	Pressão	Temperatura	Produtos
Liquefação	Sim	1-240 bar	150-420 °C	Líquido orgânico
Pirólise flash	Não	1-5 bar	< 500 °C	Líquido orgânico
Pirólise/Gaseificação	Não	1-20 bar	700-900 °C	Sólidos e Gases

2.1.5. Gaseificação

A gaseificação é um processo termoquímico que tem como objetivo a produção de gás combustível, denominado gás de síntese por meio do aquecimento da biomassa em condições controladas. O processo consiste na oxidação parcial da matéria-prima com a finalidade de converter o conteúdo de carbono em formas gasosas, como o monóxido de carbono e o metano (SAFT, 2007). O produto de principal utilidade formado é o gás de síntese, que é formado por gás hidrogênio (H₂), monóxido de carbono (CO), metano (CH₄) e, o não combustível, CO₂. Quando o ar é utilizado como agente oxidante, o gás formado conterá também o gás nitrogênio (N₂) (FABRY et al., 2013).

Segundo Molino; Chianese; Musmarra (2016), as principais etapas do processo de gaseificação (Fig. 2.1) são:

- Secagem (estágio endotérmico)
- Pirólise (estágio endotérmico)
- Redução (estágio endotérmico)
- Oxidação (estágio exotérmico)

Um estágio adicional que consiste na decomposição de alcatrão – a fim de se obter hidrocarbonetos leves provenientes da decomposição de moléculas de alcatrão – também pode ser incluído (MOLINO; CHIANESE; MUSMARRA, 2016).

O estágio de secagem da biomassa, em geral, é a primeira operação do processo de gaseificação, pois a biomassa à temperatura ambiente encontra os gases quentes das outras reações, quando a umidade é convertida em vapor d'água sob temperaturas entre 100 e 200 °C. Em seguida, tem-se o processo de pirólise, que consiste na decomposição das moléculas da biomassa em gases condensáveis, alcatrão e resíduo sólido rico em carbono (char). Essa operação acontece entre as temperaturas de 200 e 700 °C na ausência de

oxigênio. Os gases condensáveis, por sua vez, são decompostos em outros gases não condensáveis (CO, CO₂, H₂ e CH₄), líquidos e char. Na etapa de oxidação, o calor produzido é utilizado na secagem, pirólise e nas reações de redução. A matéria-prima é parcialmente oxidada em temperaturas entre 800 e 1400 °C, produzindo o monóxido de carbono, dióxido de carbono e calor. As principais reações da gaseificação acontecem na etapa de redução, quando os gases combustíveis são formados no gás de síntese produzido por meio de um conjunto de reações endotérmicas e exotérmicas (SUSASTRIAWAN, SAPTOADI, PURNOMO, 2017), conforme descritas a seguir:



Na Fig. 2.4 são mostrados os gaseificadores de leito fixo, bem como as reações do processo de gaseificação de acordo com cada tipo de equipamento. Em alguns casos, as reações de oxidação e redução tomam lugar em regiões diferentes do reator. Isso também acontece ao se comparar os diferentes tipos de gaseificadores, como os gaseificadores de leito fluidizado, em que o processo acontece sem grandes distinções nas regiões de cada reação, *i.e.*, as operações são realizadas de modo mais homogêneo e simultâneo (KERN; PFEIFER; HOFBAUER, 2013).

Com relação às emissões, o processo de gaseificação apresenta vantagens significativas sobre processos de incineração: CO é produzido ao invés de CO₂, H₂ ao invés de H₂O, H₂S ao invés de SO₂ e HCN ao invés de NO. Ademais, os baixos níveis de oxigênio inibem fortemente a formação de dioxinas e furanos (SEO; ALAM; YANG, 2018).

As tecnologias de gaseificação de biomassa são utilizadas desde 1800 para produção de gás a partir do carvão. No início dos anos 1900, na Europa, a gaseificação de madeira foi empregada no abastecimento de carros durante momentos de escassez de combustível. Historicamente, a gaseificação de combustíveis sólidos foi aplicada na geração de energia na forma do gás de síntese. Mais recentemente, esse processo também foi usado para converter as frações de hidrocarbonetos líquidos em gases ou produtos químicos (WIDJAYA et al., 2018).

A gaseificação tem sido vista como uma tecnologia promissora para o tratamento de resíduos, pois produz emissões mínimas. Além disso, é uma tecnologia muito flexível que pode ser adaptada para tratar tipos variados de materiais (WATSON et al., 2018). Ao contrário

da incineração, em que há a formação de dioxinas e compostos de óxidos de nitrogênio prejudiciais, eles são evitados com a gasificação graças ao limitado conteúdo de oxigênio presente (BEHREND e KRISHNAMOORTHY, 2017).

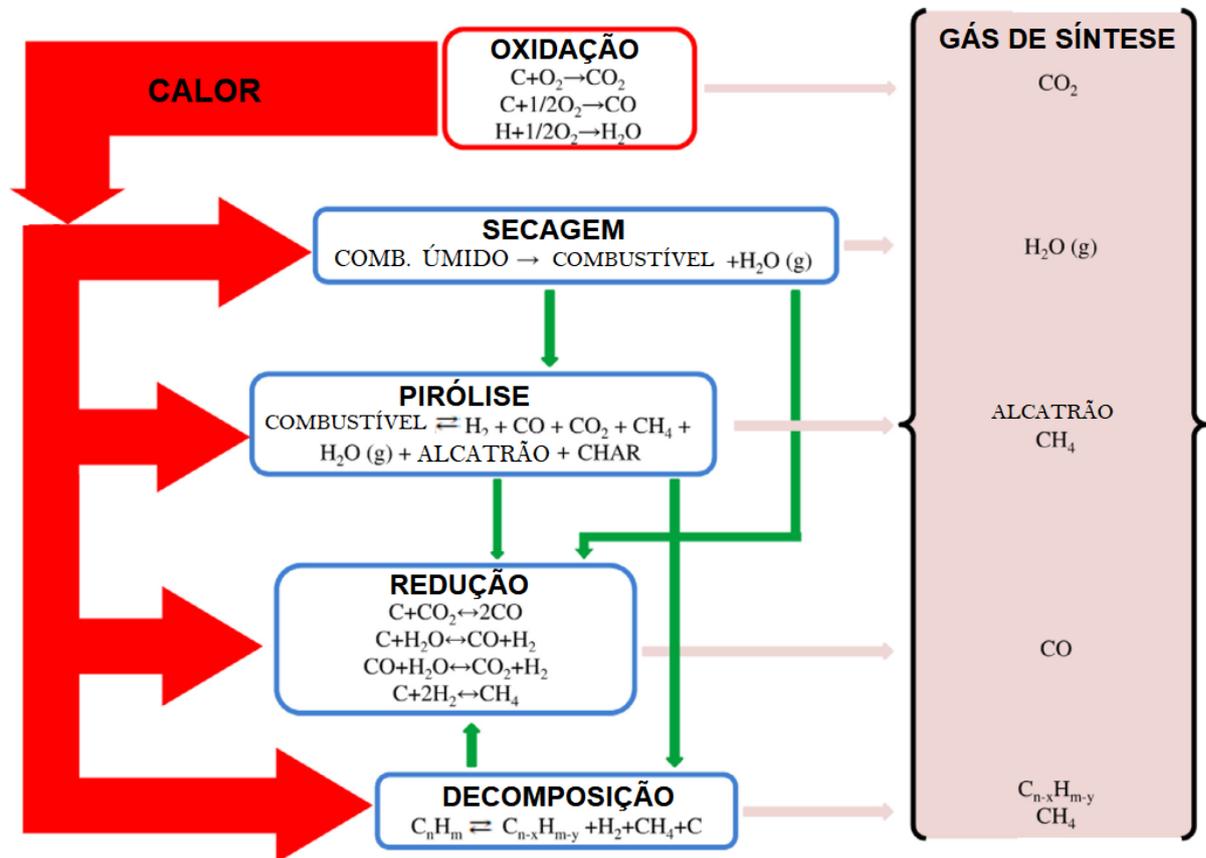


Figura 2.1 – Estágios do processo de gaseificação (Adaptado de MOLINO; CHIANESE; MUSMARRA, 2016)

2.2. Tecnologias de Recuperação de Resíduos

Considerando o desenvolvimento sustentável, há uma hierarquia (Fig. 2.2) de gestão de resíduos, devendo obedecer a seguinte ordem prioritária: prevenção > reutilização > reciclagem > recuperação > aterramento (CUCCHIELLA; D'ADAMO; GASTALDI, 2014). Contudo, quando os três primeiros não são possíveis, a melhor prática consiste na recuperação energética a partir de processos de incineração, pirólise e gaseificação (ASTRUP et al., 2015).

Existe, portanto, a demanda por tecnologias com a finalidade de reduzir impactos ambientais dos procedimentos de aterramento, por meio de técnicas mais eficazes, de modo

a atender a exigências normativas ambientais e com enfoque no desenvolvimento humano sustentável (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018).

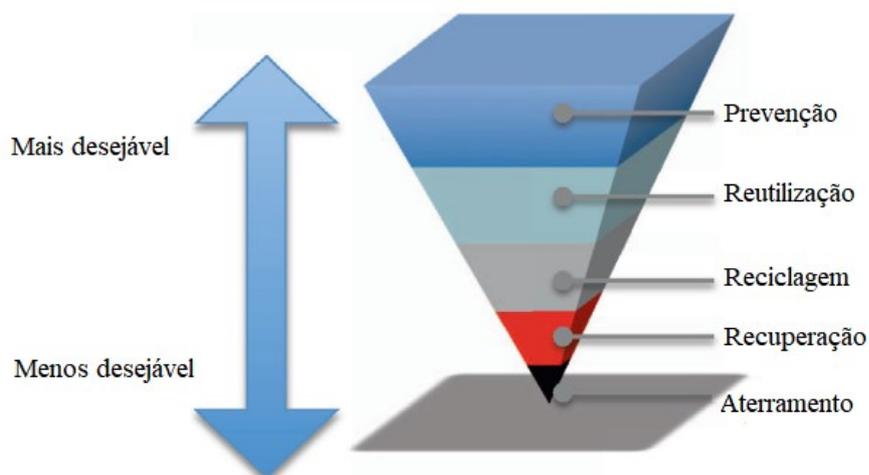


Figura 2.2 – Hierarquia da gestão de resíduos (CUCCHIELLA; D'ADAMO; GASTALDI, 2014)

A pirólise é uma tecnologia que tem custo-benefício e eficiência altamente variáveis, de acordo com as finalidades energéticas e ambientais (MOYA et al., 2017). Por essa razão, atualmente, a pirólise não constitui uma alternativa satisfatória para a recuperação energética de RSU, sendo mais conveniente para materiais específicos, como resíduos industriais, que não apresentem grandes variações de composição (PANEPINTO et al., 2015).

Com relação às técnicas de incineração, que consistem em combustão direta do RSU, há a produção de substâncias tóxicas e nocivas (KUMAR e SAMADDER, 2017), o que requer sistemas rigorosos de controle de poluição do ar (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018). Astrup et al. (2015) analisaram vários estudos de caso envolvendo processos termoquímicos de tecnologia *waste to energy* (WTE), dos quais aproximadamente 82 % são focados em incineração, e a gaseificação assume percentual menor que 10 %. Entretanto, segundo SAFT (2007), a gaseificação de resíduos nocivos tem melhor desempenho, sob aspectos ambientais, que a incineração. Bientinesi e Petarca (2009) identificaram melhor eficiência energética e menor impacto ambiental da gaseificação em relação à incineração de resíduos plásticos. Além disso, existem outros estudos que mostram reduções de gases de efeito estufa e de poluentes, redução de impactos globais, além de vantagens na utilização de processos envolvendo gaseificação comparativamente à incineração de resíduos (NAKAKUBO et al., 2012; ASSEFA, G., 2005; GUNAMANTHA e SARTO, 2012; HELLWEG et al., 2005).

Portanto, a gaseificação está se tornando cada vez mais atraente para o tratamento de RSU, visto que minimiza a emissão de gases poluentes em relação aos outros tratamentos (COUTO; SILVA; ROUBOA, 2016). Por outro lado, há diversas dificuldades para a elaboração e execução da gaseificação no processamento de RSU, por exemplo, a falta de incentivos financeiros (MOTTA et al., 2018), de viabilidade governamental para comércio de energia elétrica (REZAEI et al., 2018). Em geral, as tecnologias de recuperação são desenvolvidas na iniciativa privada e não compartilhadas (MOYA et al., 2017), tornando mais difícil o desenvolvimento de equipamentos necessários, como linhas de processamento de resíduos em escala industrial (INFIESTA et al., 2019) e reatores de gaseificação apropriados para as variações de umidade e de poder calorífico do RSU (PANEPINTO et al., 2015).

A gaseificação já é utilizada na gestão e aproveitamento energético de RSU como a indústria *Mutsu Waste Gasification* – instalada na cidade de Mutsu, no Japão, opera desde 2003 processando 140 t/dia de RSU e produzindo 7 MWe – e a maior indústria de gaseificação a plasma para esterilização de resíduos nocivos, localizada em Pune, na Índia, da *Maharashtra Enviro Power Limited*, que trabalha com a gaseificação plasma desde 2008. A gaseificação a plasma é uma tecnologia relativamente nova, em que uma tocha plasma é utilizada para o fornecimento de calor para a matéria-prima. Devido à alta temperatura, essa técnica apresenta a principal vantagem de processar praticamente todo tipo de resíduos, incluindo resíduos nocivos. Contudo, sua viabilidade econômica é incerta, conforme dados disponibilizados por Watson et al. (2018).

Segundo Arena (2012), dentre as tecnologias de gaseificação em baixa temperatura, os reatores de leito fluidizado são os mais promissores por promoverem maior mistura entre os reagentes, temperatura uniforme e a grande flexibilidade operacional no uso de diferentes tipos de resíduos (MATERAZZI et al., 2016).

2.3. Gestão de Resíduos Sólidos Urbanos no Mundo

Nos países da União Europeia (EU-28), segundo dados da EUROSTAT (2016), 28,2 % do RSU é reciclado, 16,1 % tratado biologicamente (compostagem), 27,3 % incinerado e 28,4 % aterrado (CUCCHIELLA; D'ADAMO; GASTALDI, 2017). Países como a Dinamarca e Suécia apresentam os menores percentuais para o processo de aterramento e tem maior tendência para a reciclagem e incineração (Fig. 2.3).

Dinamarca, Suécia, Estônia e Finlândia são líderes na indústria WTE, de conversão de RSU em energia, incinerando pelo menos 50 % do RSU produzido (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018).

Na Ásia, o Japão é também referência, onde 67 % dos 65 milhões de toneladas de RSU produzidos no país são tratados termicamente (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018). O Japão possui, aproximadamente 1200 plantas de incineração de RSU, das quais 900 são plantas de pequeno porte em que não há produção energia elétrica. Existem ainda cerca de 100 plantas que utilizam técnicas de gaseificação (LU et al., 2017). A China, devido ao rápido crescimento populacional, dispõe da maior capacidade (em toneladas de resíduos por dia) de incineração de RSU com leiteo fluidizado (LI et al., 2015). Segundo Ryu e Shin (2012), as indústrias *waste to energy* implantadas na Coreia do Sul são de incineração, projetadas para utilização da energia térmica produzida para aquecimento residencial e geração de energia elétrica.

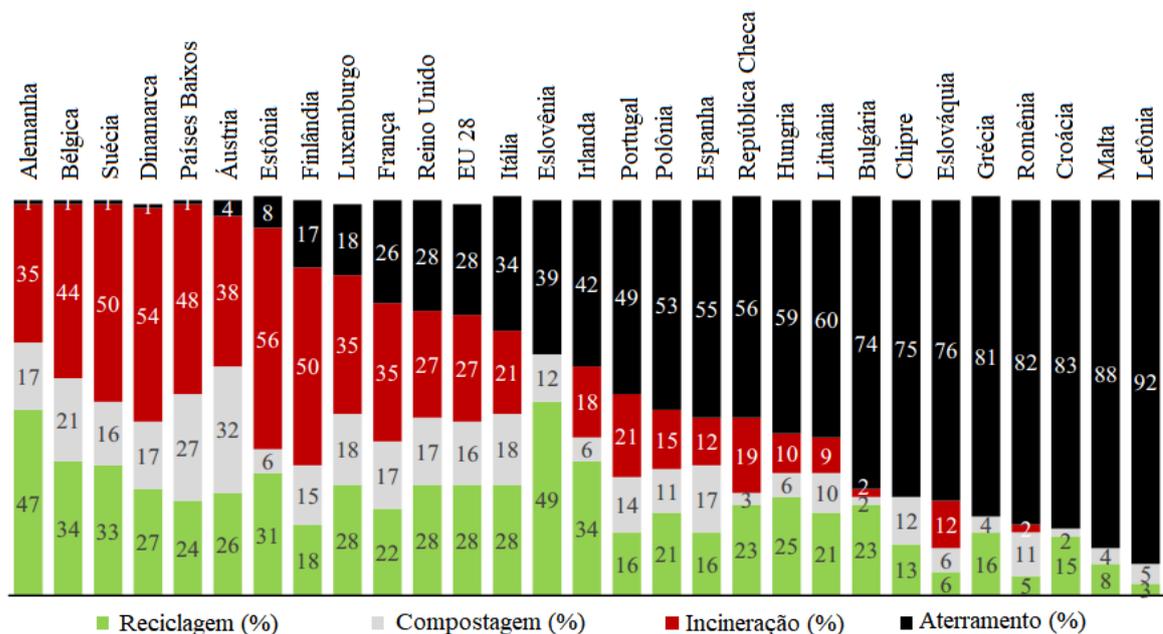


Figura 2.3 – Gestão dos resíduos sólidos urbanos em países da Europa em 2014 (Adaptado de CUCCHIELLA; D'ADAMO; GASTALDI, 2017)

Alguns países da África e da América Latina também executam a incineração para esterilização de resíduos médicos e nocivos, todavia, sem produção de energia (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018).

Nos Estados Unidos, aproximadamente 29 % do RSU é reciclado, 7,6 % processado em instalações WTE e 63,5 % aterrado (MICHAELS, T. 2014). Ao todo, o país tem usinas de incineração que processam 96.000 toneladas de RSU por dia (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018).

Segundo MOYA et al. (2017), no Reino Unido, o aterramento é a principal destinação do RSU, devido ao baixo custo inicial e de operação de aterros em relação a outras

tecnologias mais vantajosas. Na Europa existem poucas aplicações industriais das tecnologias de gaseificação e pirólise (PANEPINTO et al., 2015).

Os processos de gaseificação e pirólise têm sido aplicados no tratamento de resíduos desde a década de 1970, mas, com exceção do Japão, a aplicação dessas tecnologias para RSU, até o momento, não é bem difundida no mundo (PANEPINTO et al., 2015).

2.4. Gaseificação de Resíduos no Brasil

A Tab. 2.3 mostra alguns trabalhos de autores brasileiros envolvendo a gaseificação de biomassa. Todos os trabalhos listados na Tab. 2.3 consistem em projetos de pequena escala – usualmente em tamanho laboratorial, de bancada, com destaque para a Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) que possui reator com *freeboard* de 3 m.

Apesar do reator de leito fluidizado apresentar grandes vantagens sobre os outros tipos (MATERAZZI et al., 2016; MOTTA et al., 2019; MOLINO et al., 2016), não são os mais aplicados em processos de gaseificação devido à sua complexidade.

Motta et al. (2019), autores da Universidade de Campinas (Unicamp), fizeram simulações da gaseificação de bagaço de cana para produção de gás de síntese sob diferentes condições em reatores de leito fluidizado. Os autores concluíram que as condições de operação, tais como temperatura, pressão, umidade, tipo do reator e outras influenciam diretamente na composição do gás de síntese e, conseqüentemente, seu poder calorífico.

Na literatura científica brasileira constam algumas revisões bibliográficas envolvendo redução de alcatrão em processos de gaseificação (RIOS et al., 2018), *gás de síntese* produzido por gaseificadores de leito fixo descendente (MARTÍNEZ et al., 2012) e aplicação do biogás de aterros sanitários na geração de energia (SANTOS et al., 2018; BARROS et al., 2014; SALOMON e LORA, 2009; PIN et al., 2018),

Outros trabalhos, incluindo dissertações e teses de âmbito nacional, envolvem pirólise (PEDROZA et al., 2017; DOUMER et al., 2015; LIMA et al., 2018) e incineração (FILHO, 2008; LINO e ISMAIL, 2018, TRINDADE et al., 2018) de RSU, além de revisões quanto às emissões de poluentes atmosféricos (LACERDA, 2019; LOPES et al., 2018b) e viabilidade técnico-econômica e ambiental para recuperação de energia a partir de RSU (LEME et al., 2014; ROCHA et al., 2014; LUZ et al., 2015).

Por fim, há também trabalhos do Brasil envolvendo modelagem computacional e simulação de gaseificação de biomassa (GONZÁLEZ et al., 2019; ZANG et al., 2018a; MOTTA et al., 2019; MENDIBURU et al., 2014; NÁSNER et al., 2017; ZANG et al., 2018b).

Tabela 2.3 – Alguns trabalhos envolvendo a gaseificação de biomassa no âmbito nacional

Referência	Universidade	Processo	Gaseificador	Resíduo	PCI da Biomassa [MJ kg ⁻¹]	PC do Gás
OLIVEIRA et al. (2018)	UFMV e UFV	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Cascas de Café	18,56	7,76 ± 1.27 MJ Nm ⁻³
OLIVEIRA et al. (2018)	UFMV e UFV	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Resíduos de madeira de Eucalipto	17,3	6,81 ± 0,34 MJ kg ⁻¹
OLIVEIRA et al. (2018)	UFMV e UFV	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Resíduos de madeira de Café	18,07	5,45 ± 0,42 MJ kg ⁻¹
LOPES (2018a)	UFPR	Gaseificação + Combustão	Leito de grelhas móveis	RSU	7,95	3,327 MJ kg ⁻¹
CASADEMONT et al. (2018)	UFPR	Gaseificação Hidrotérmica	-	Resíduos de Oliva	-	-
PACIONI et al. (2016)	UFSC	Gaseificação	-	Vários resíduos da Agroindústria	13,83 - 28,49	-
CORRÊA Jr. et al. (2019)	UNIFEI	Gaseificação	Leito Fluidizado Borbulhante	Cascas de Arroz	13,29	2,87 MJ m ⁻³
GALINDO et al. (2014)	UNIFEI	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Madeira de Eucalipto	18,06	4,47 ± 0,5 MJ Nm ⁻³
SALES et al., (2017)	UNIFEI	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Madeira de Eucalipto	18,39	4,20 - 5,02 MJ Nm ⁻³
MARTÍNEZ et al. (2011)	UNIFEI	Gaseificação	Leito Fixo Descendente	Madeira de Eucalipto	18,14	4,5 MJ Nm ⁻³

Entretanto, não foram encontrados trabalhos relacionados a aplicação dos processos de recuperação de resíduos em larga escala, à nível industrial, e nem mesmo pesquisas envolvendo reatores em leito fluidizado circulante para gaseificação de RSU/CDR.

2.5. Tipos de Reatores de Gaseificação

Um reator termoquímico de gaseificação, também chamado de gaseificador, é um equipamento que tem como objetivo a produção de gás de síntese por meio do aquecimento em condições controladas. O processo consiste na oxidação parcial da matéria-prima com a finalidade de converter o conteúdo de carbono em formas gasosas, como o monóxido de carbono e o metano (SAFT, 2007) e ocorre em etapas, conforme descritas na seção anterior. Essas etapas ocorrem sucessivamente e simultaneamente ao longo do reator de gaseificação e se dão de acordo com a configuração do mesmo.

Nesse sentido, Arena (2012) propõe uma classificação dos reatores termoquímicos de gaseificação de acordo com aspectos operacionais e de projeto, conforme mostrado na Tab. 2.4.

A maioria das tecnologias WTE de gaseificação desenvolvidas e comercializadas envolvem a produção de gás de síntese destinado à cogeração de calor e de potência mediante a geração de vapor (ASTRUP et al., 2015). Entretanto, o gás de síntese produzido pelos reatores pode ser utilizado diretamente em turbinas a gás e motores podendo-se atingir maiores eficiências (MALKOW, 2004) - como é feito na indústria Mutsu Waste Gasification, localizada na cidade de Mutsu, no Japão. Portanto, quanto a finalidade do gás de síntese produzido, os gaseificadores podem ser classificados em:

- Gaseificador para geração de vapor (GGV): o gás de síntese é destinado à produção de vapor para ciclos de potência a vapor;
- Gaseificador para máquinas de geração (GGE): gaseificador para produção de gás de síntese encaminhado diretamente para máquinas de geração de energia elétrica (turbinas a gás e motores), após pré-tratamento.

As principais diferenças entre gaseificadores é relacionada ao fornecimento de calor, os quais podem ser auto térmicos (gaseificação direta), cujo processo se dá por geração interna de calor, ou alotérmicos (gaseificação indireta), nos quais é necessária uma fonte externa de calor para manutenção da temperatura adequada (SEO; ALAM; YANG, 2018).

Tabela 2.4 – Classificação de gaseificadores de resíduos sólidos (Adaptado de ARENA, 2012)

Critério	Tipo (Acrônimo)
Fonte de Calor	Gaseificador auto térmico - sem fornecimento externo de calor
	Gaseificador alotérmico - com fornecimento externo de calor
Pressão de operação	Gaseificadores de pressão atmosférica (A)
	Gaseificadores Pressurizados (P)
Agente oxidante	Ar (AG)
	Ar enriquecido com oxigênio (EAG)
	Oxigênio puro (OG)
	Vapor (SG)
	Gaseificador Plasma (PG)
Projeto do Reator	Gaseificadores de leito fixo
	– ascendente (UD)
	– descendente (DD)
	Gaseificadores de Leito Fluidizado:
	– Borbulhante (BFB)
	– Circulante (CFB)
	– Internamente Circulante (ICFB)
	Gaseificadores de Escoamento Direcionado (EF)
	Gaseificadores de Tambor Rotativo (RK)
	Gaseificadores de Grelha Móvel (MG)
	Gaseificadores Plasma (PG)
Temperatura de operação	Gaseificadores de baixa temperatura - tipicamente abaixo de 900 °C (LT)
	Gaseificadores de alta temperatura - tipicamente acima de 1200 °C (HT)
Cinzas	Cinzas secas (BA)
	Escória vitrificada (VS)
Produção de Energia	Gaseificadores para geração de vapor (o gás de síntese é utilizado na produção de vapor para geração de calor e eletricidade por meio de ciclo a vapor) (GGV)
	Gaseificadores para máquinas de geração de energia elétrica (o gás de síntese é pré-tratado e direcionado para turbinas a gás ou motores de combustão interna) (GGE)

Quanto à pressão interna, os gaseificadores são operados à pressão atmosférica ou moderadamente acima dela. Em pressões ligeiramente acima da atmosférica, pode-se obter maiores vazões e maior percentual de hidrogênio no gás de síntese, porém tal prática implica em maiores investimentos e custos operacionais (MOTTA et al., 2018).

A oxidação parcial nos reatores pode ser realizada com ar, ar enriquecido com oxigênio, oxigênio puro, vapor d'água ou a plasma (SAFT, 2007). Como observado na Tab. 2.5, a maior parte das tecnologias desenvolvidas utilizam ar em gaseificadores operados à pressão atmosférica. Na gaseificação a vapor e plasma, não há excedente de energia proveniente das reações químicas (GURGUL; SZCZEPANIAK; MALICKA, 2018), o que implica na necessidade de uma fonte de energia externa. A oxidação parcial com oxigênio puro produz um gás de síntese sem a presença do nitrogênio atmosférico e, portanto, com maior poder calorífico. A gaseificação a vapor possibilita a produção de gás de síntese com alta concentração de hidrogênio, poder calorífico de valores médios e sem a presença de nitrogênio. O processo não inclui reações exotérmicas e, portanto, necessita de fonte externa de energia para as reações endotérmicas de gaseificação (COUTO; SILVA; ROUBOA, 2016). No caso da gaseificação a plasma, a energia é oriunda de um arco elétrico (típico de processos de soldagem de metais) em alta temperatura (acima de 15000 °C). Devido às altas temperatura envolvidas, tal processo independe de variações de composição do RSU, umidade e tamanho das partículas (LEMMENS et al., 2007).

Outro fator importante que define a característica dos reatores termoquímicos é a faixa de temperatura de operação no equipamento, que pode determinar a possibilidade de obtenção de cinzas secas de fácil manipulação ou de escórias vítreas no fundo do reator. Nesse sentido, o reator pode ser classificado como gaseificador de baixa temperatura (LT), para temperaturas abaixo de 900 °C, ou gaseificador de alta temperatura (HT), acima de 1200 °C (Tab. 2.4). Essa classificação é importante, pois, nos gaseificadores LT, a temperatura, normalmente, não é suficiente para fundir o resíduo sólido; o que é diferente nos gaseificadores HT, podendo formar cinzas fundidas vitrificadas (ARENA, 2012).

Há também os aspectos tecnológicos que dizem respeito ao funcionamento, geometria e dimensionamento dos reatores termoquímicos de gaseificação. Os gaseificadores podem ser: de Leito Fixo (ascendente ou descendente), de Leito Fluidizado (borbulhante, circulante ou internamente circulante), de Escoamento Direcionado, de Tambor Rotativo, de Grelha Móvel ou Gaseificador a Plasma (LOPEZ et al., 2018), mostrados também na Tab. 2.4. Cada modelo de gaseificador tem suas particularidades e essa classificação não limita as possibilidades tecnológicas desses equipamentos, como mostra o estudo de Susastrianwan et al. (2017), em que são apresentados vários tipos de reatores de leito fixo descendente.

Tabela 2.5 – Seleção de empresas desenvolvedoras de tecnologia de processo de gaseificação de resíduos (Adaptado de ARENA, 2012)

Empresas	Processo de Gaseificação^a	Tipo de resíduo sólido^b	Capacidade dos Reatores [t/ano]
AlterNRG (Canadá), Westinghouse Plasma Corp, Hitachi Metals (Japão)	A-PG-HT-VS-GGE	RSU, CDR, ASR, TDF	800-9000
Ebara TIFG (Japão)	A-AG-ICFB-LT-(BA + VS)- GGV	RSU, ASR, MPW, IW	30000-135000
Ebara Co. and Ube Industries Ltd (Japão)	P-OG-ICFB-(LT + HT)-VS- produção de amônia	MPW	10000-60000
Energos (Noruega)	A-AG-MG-BA-GGV	RSU, CDR	10000-80000
Hitachi Zosen (Japão)	A-AG-BFB-LT-(BA + VS)- GGV	RSU, CDR	10000-100000
JFE (Japão); (Kawasaki Steel and NKK)	A-(EAG)-DD-HT-VS-GGE	RSU, CDR, IR, IW, EW	30000-110000
JFE (Japão); Thermoselect (Suíça)	A-(OXG)-DD-HT-VS-GGE	RSU, CDR	30000-200000
Kobelco (Japão)	A-AG-BFB-LT-(BA + VS)- GGV	RSU	20000-170000
Mitsui (Japão)	A-AG-RK-HT-VS-GGV	RSU, ASR	60000-150000
Nippon Steel Engineering (Japão)	A-EAG-DD-HT-VS-GGV	RSU, IR, IW	30000-230000
Plasco Energy Group (Canadá)	A-PG-HT-VS-GGE	RSU, CDR	5000-35000
Takuma (Japão)	A-AG-RK-HT-VS-GGV	RSU, ASR	40000-100000

(^a) – Acrônimos da Tab. 2.4

(^b) – ASR = resíduo proveniente da trituração de automóveis; EW = resíduo de escavação; IR = resíduo de incineração; IW = resíduos industriais; MPW = resíduo plástico; RSU = resíduo sólido urbano; CDR = combustível derivado de resíduo; TDF = combustível derivado de pneus.

2.5.1. Gaseificadores de Leito Fixo

Esses equipamentos são chamados dessa forma pelo fato da biomassa se acumular na parte inferior do reator, geralmente em cima de uma grelha imóvel, formando uma camada fixa de biomassa em reação química. Há equipamentos em que esse leito de biomassa não é fixo, que serão mostrados adiante.

Os gaseificadores de leito fixo são encontrados nas seguintes configurações:

- Ascendente (*Updraft Gasifier*) – Fig. 2.4a
- Descendente (*Downdraft Gasifier*) - Fig. 2.4b
- de Escoamento Cruzado (*Cross-draft Gasifier*) - Fig. 2.4c

Essa categorização se dá devido a relação de escoamento da biomassa com o gás produzido. Por exemplo, nos gaseificadores de leito fixo ascendente a biomassa encontra-se num escoamento contracorrente ao agente oxidante/gás produzido. O agente oxidante se move da parte de baixo para a parte superior do reator, absorvendo o calor da reação de oxidação para as regiões de redução, pirólise e secagem da biomassa. Essa relação é diferente nos gaseificadores descendentes, em que o agente oxidante/gás produzido é co-corrente à biomassa, na região de oxidação e de redução. Há também os gaseificadores de leito fixo de escoamento cruzado, em que a biomassa tem trajetória descendente e o agente oxidante/gás produzido escoam lateralmente ao longo das reações de secagem, pirólise, oxidação e redução.

Os gaseificadores de leito fixo ascendente são caracterizados pela sua flexibilidade em relação a umidade e composição da biomassa, de fácil operação, são equipamentos construtivamente mais simples de se aplicar em larga escala e produzem maior quantidade de alcatrão, o que requer sistemas de tratamento posterior, quando comparados com os reatores de leito fixo descendente. Essa configuração não é recomendada para biomassa com baixo ponto de fusão de cinzas pois podem formar escória, que pode prejudicar a operação do equipamento.

Nos equipamentos de escoamento cruzado a biomassa também entra pelo topo do reator enquanto o agente oxidante é injetado lateralmente, na parte inferior do equipamento, em alta velocidade e o gás produzido sai pela lateral oposta. Nessa configuração, a grelha e a zona de oxidação são fisicamente separadas das outras seções do reator, em que altas temperaturas, acima da temperatura de fusão de cinzas, são atingidas. Consequentemente, esses reatores são mais adequadamente aplicados para biomassas com baixa produção de cinzas, como a madeira e o carvão e com tamanhos de partículas menores que nos outros modelos, entre 5 e 20 mm (MOTTA et al., 2018). São equipamentos geralmente utilizados em

escala laboratorial ou plantas piloto, devido ao baixo tempo de residência e resposta rápida à variação dos parâmetros operacionais (LAVAE, 2013).

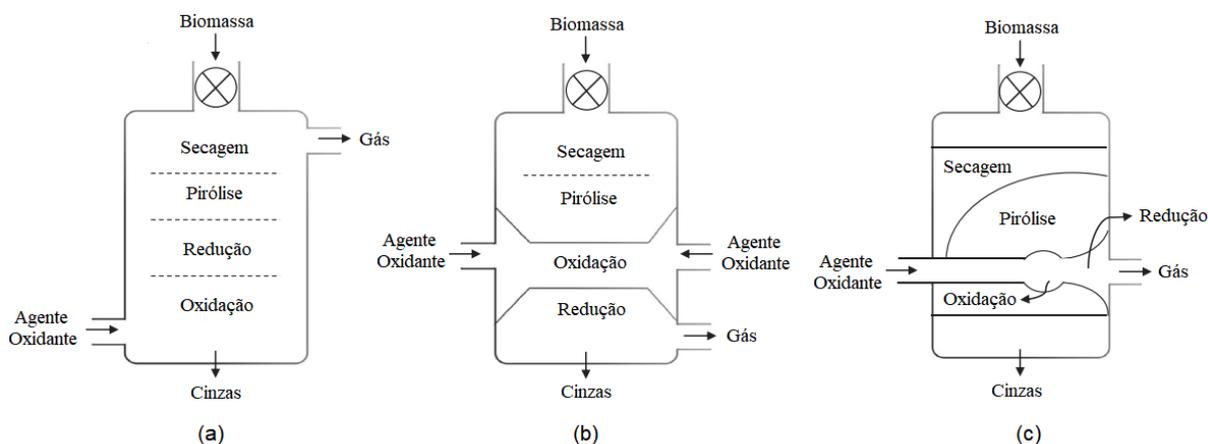


Figura 2.4 – Gaseificadores de leito fixo (a) Ascendente, (b) Descendente, (c) de Escoamento Cruzado. (Adaptado de MOTTA et al., 2018)

2.5.2. Gaseificador de Tambor rotativo (*Rotary Kiln Gasifier*)

Esse tipo de equipamento consiste em um tambor cilíndrico, tipicamente de aço com revestimento interno feito com material refratário resistente a corrosão, que tem movimento de baixa rotação (em torno de 1,5 rpm). Ademais, são dispostos, em geral, na posição horizontal com uma leve inclinação (próxima de 0,03 m/m) para que a biomassa se movimente em direção a saída do reator (ARENA, 2012).

No gaseificador de tambor rotativo, o movimento rotacional contínuo do tambor promove também uma homogeneização do leito de biomassa e cinzas formado, evitando a fusão das cinzas. São modelos com boa confiabilidade na gaseificação de vários materiais, incluindo resíduos como o RSU. O movimento do tambor é relativamente lento, acarretando em um longo tempo de residência, se comparados com os reatores de leito fixo descendente, o que leva a uma melhor decomposição do alcatrão (FREDA et al., 2018).

A sua construção é relativamente simples e a velocidade do gás é bem menor que a velocidade de fluidização, utilizada nos gaseificadores de leito fluidizado (HATZILYBERIS, 2011). São utilizados também em processo de incineração e pirólise de resíduos (SAFT, 2007)

2.5.3. Gaseificador de Grelha Móvel (*Moving Grate Gasifier ou Mechanical-grate Gasifier*)

Nesse modelo, o leito contendo cinzas e biomassa é formado na parte inferior do equipamento sobre uma grelha. Da mesma forma como são desenvolvidos para incineradores e caldeiras aquatubulares, por exemplo, as grelhas podem ser do tipo vibratória, rotativa, *pin hole* (as cinzas são arrastadas pela aspersão de vapor de baixa pressão feita por bocais localizados nos elementos da grelha), dentre outros. A Fig. 2.5 mostra um reator de grelha móvel utilizado no processo de gaseificação desenvolvido pela Europlasma.

Reatores de grelha móvel têm como principais vantagens o processamento de grandes quantidades de RSU (MAKARICHI; JUTIDAMRONGPHN; TECHATO, 2018), admitir porcentagem de até 60 % de umidade e processamento de biomassa com até 200 mm de tamanho. Por outro lado, a troca de calor é pouco eficiente (dominada pela radiação), o tempo de residência é longo no processo e o reator apresenta perfil de temperaturas variável (ARENA, 2012).

Por vezes, esse tipo de reator também é chamado de gaseificador de leito fixo, uma vez que a camada mais pesada formada na parte inferior do equipamento se movimenta lentamente de modo que mantém uma altura constante, apesar da contínua alimentação de RSU e extração de cinzas (BASU, 2006).

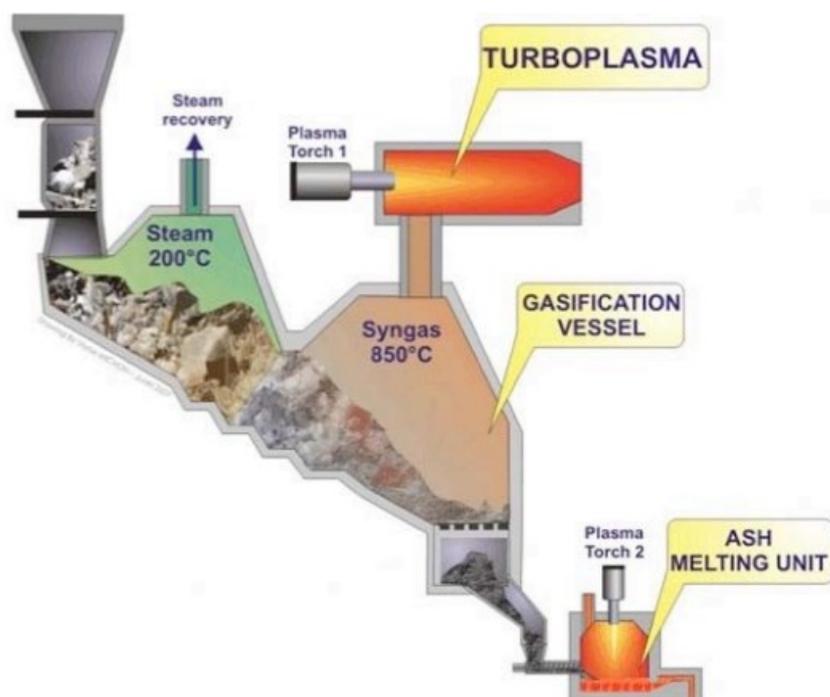


Figura 2.5 – Processamento gaseificação de resíduos utilizando reator de grelha móvel, desenvolvido pela Europlasma (DUCHARME e THEMELIS, 2010)

2.5.4. Gaseificadores de Escoamento Direcionado (*Entrained Flow Gasifier*)

Nos gaseificadores de escoamento direcionado a alimentação se dá por meio da injeção de finas partículas de biomassa juntamente com o agente oxidante. Esse procedimento resulta em altas temperaturas e pressão elevada no interior do equipamento e são caracterizados pela intensa turbulência no escoamento, permitindo a rápida conversão do material em gases. Nesses modelos de equipamentos, o tempo de residência é baixo (tipicamente em torno de poucos segundos), com alta eficiência de conversão do carbono (entre 98 e 99,5 %). O alcatrão, óleos, fenóis e outros líquidos produzidos pela pirólise são decompostos em gás hidrogênio, monóxido de carbono e pequenas quantidades de hidrocarbonetos. Devido à alta temperatura, esses reatores causam a fusão das cinzas, formando uma escória vitrificada. Entretanto, há maior desgaste de peças e componentes do sistema, incluindo partes refratárias do reator (VILLETTA; COSTA; MASSAROTTI, 2017).

Devido ao fato da alimentação desses equipamentos ser feita sob pressão, esse modelo tolera partículas de diâmetro de biomassa de até 15 mm e, por essa razão, necessita um pré-tratamento da matéria-prima mais adequado, sendo mais oneroso (SALAM et al., 2018). Essa pode ser uma desvantagem significativa para a utilização desse tipo de equipamento na gaseificação de RSU, por exemplo.

2.5.5. Gaseificador a Plasma (*Plasma Gasifier*)

Um processo variante de gaseificação é a gaseificação plasma, que consiste na aplicação de uma fonte de calor de alta intensidade em que altas temperaturas são alcançadas por meio de uma tocha plasma. Esse processo é conveniente para a gaseificação de RSU e outros resíduos, pois a alta temperatura facilita a conversão desses materiais. Por vezes, essa variante é também chamada de pirólise plasma devido ao fato de envolver essencialmente a desintegração térmica do conteúdo de carbono da matéria-prima em um ambiente em ausência de oxigênio. O arco plasma é formado eletricamente na tocha, posicionada na parte inferior do equipamento (Fig. 2.6), por meio da passagem de um gás inerte entre dois eletrodos, produzindo o gás ionizado a alta temperatura, em torno de 13000 °C. As temperaturas atingidas na região em que o gás entra em contato com o resíduo atingem entre 2700 a 4500 °C, sendo suficiente para converter hidrocarbonetos complexos em gases simples como o CO e o H₂. Simultaneamente, componentes inorgânicos (e.g., vidro, metais, silicatos, metais pesados) são fundidos em uma escória líquida que quando solidificadas formam um sólido vitrificado; enquanto o gás útil produzido deixa o reator em temperaturas

entre 1000 e 1200 °C. As altas temperaturas favorecem a decomposição de produtos nocivos, como dioxinas e furanos, que são destruídos no processo (BASU, 2010).

Os reatores a plasma apresentam como maior vantagem a capacidade de lidar com resíduos nocivos e tóxicos. Entretanto, seu alto consumo de energia, de instalação e de manutenção, aliado a baixa eficiência, trazem condições econômicas inviabilizantes de sua utilização (SIKARWAR et al., 2017).

Sua aplicação permite um controle rígido de temperatura independentemente da umidade, tamanho de partículas e composição química da matéria-prima ou do tipo de agente gaseificante utilizado (ar, oxigênio ou vapor). Além disso, o processo é vantajoso por permitir que o RSU não necessite pré-tratamentos, como a trituração e a secagem, atribuindo-lhe boa flexibilidade e controle de processo (ARENA, 2012).

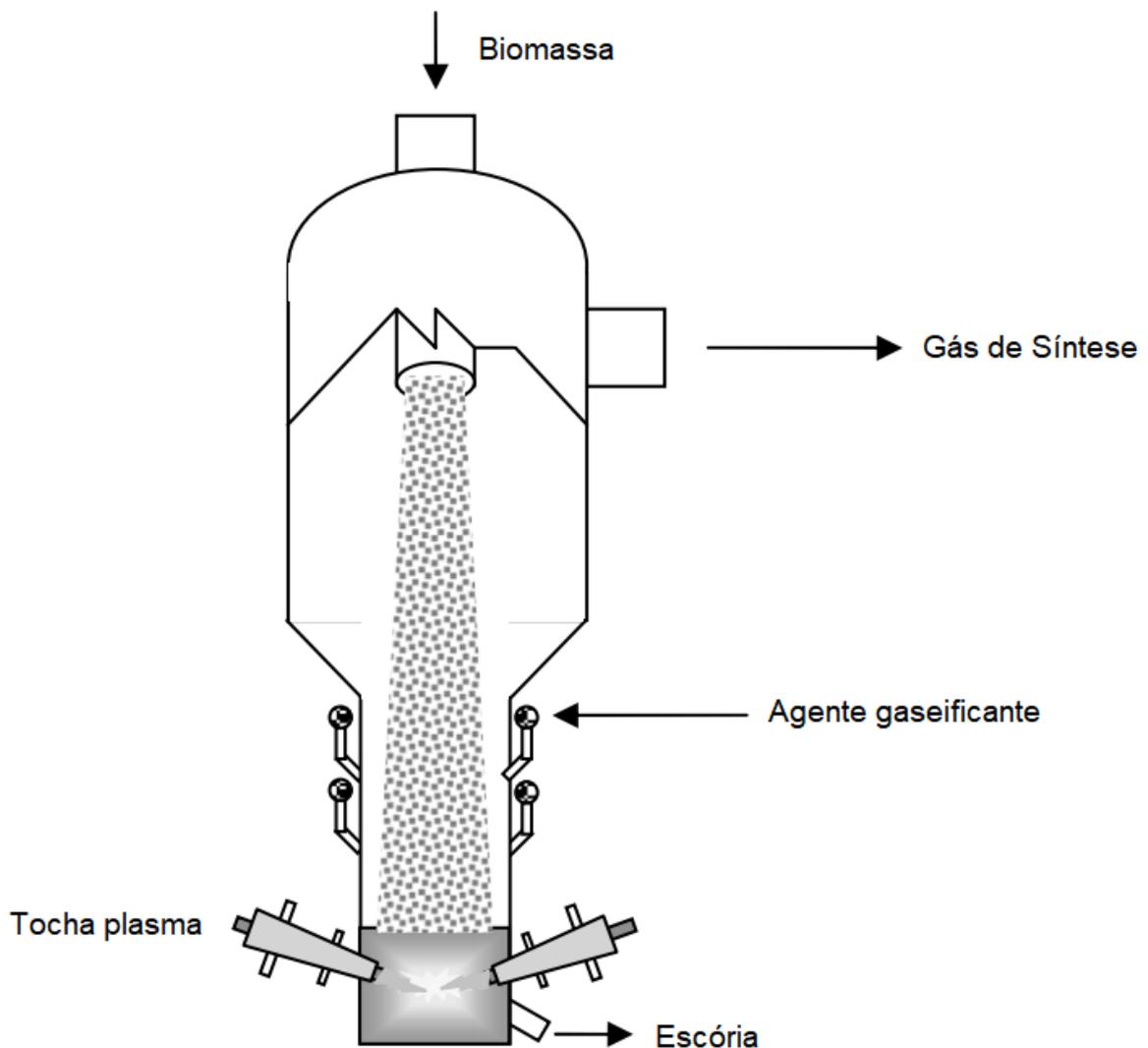


Figura 2.6 – Gaseificador plasma (Adaptado de BASU, 2010)

2.5.6. Gaseificadores de Leito Fluidizado

Os gaseificadores de leito fluidizado apresentam como principais características a excelente mistura da biomassa com o agente oxidante e uniformidade da temperatura no interior do equipamento devido ao estado fluidizado em que a matéria se encontra. O leito é formado por grãos de materiais inertes, juntamente com a biomassa, que ficam em suspensão devido a passagem do agente oxidante (ou fluidizante), que é mantido em velocidades apropriadas. Essa configuração apresenta a vantagem de produzir menor quantidade de alcatrão quando comparada com a configuração em leito fixo ascendente (BASU, 2010).

Esses reatores são conceitualmente muito parecidos, porém, são comumente encontrados nas seguintes configurações (MOTTA et al., 2018):

- Leito fluidizado borbulhante (*Bubbling Fluidized-bed Gasifier*) – Fig. 2.7
- Leito fluidizado circulante (*Circulating Fluidized-bed Gasifier*) – Fig. 2.8

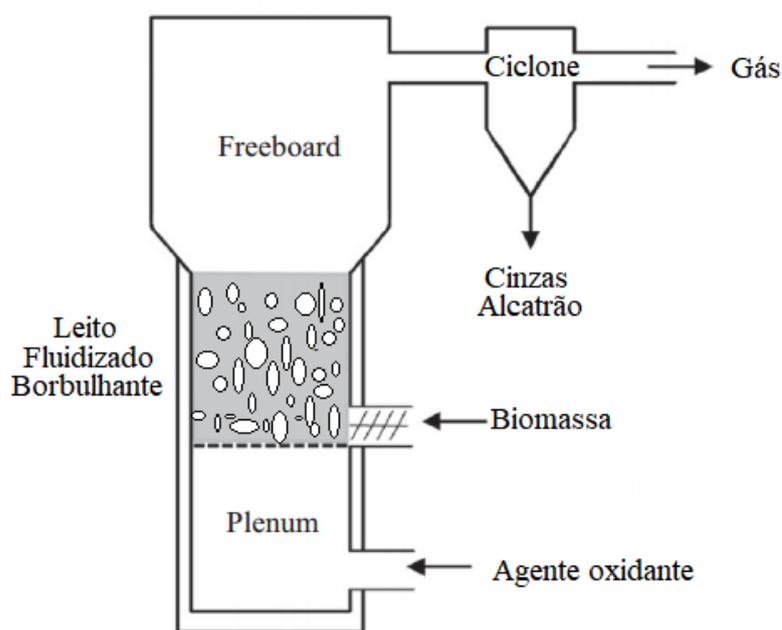


Figura 2.7 – Gaseificador de Leito Fluidizado Borbulhante (Adaptado de MOTTA et al., 2018)

Os reatores de leito fluidizado têm como vantagens a alta flexibilidade operacional, nos quais pode-se utilizar diferentes agentes fluidizantes, temperaturas de operação, tempo de residência, adição de reagentes ao longo do reator e operação com ou sem catalisadores (ARENA; ZACCARIELLO; MASTELLONE, 2010).

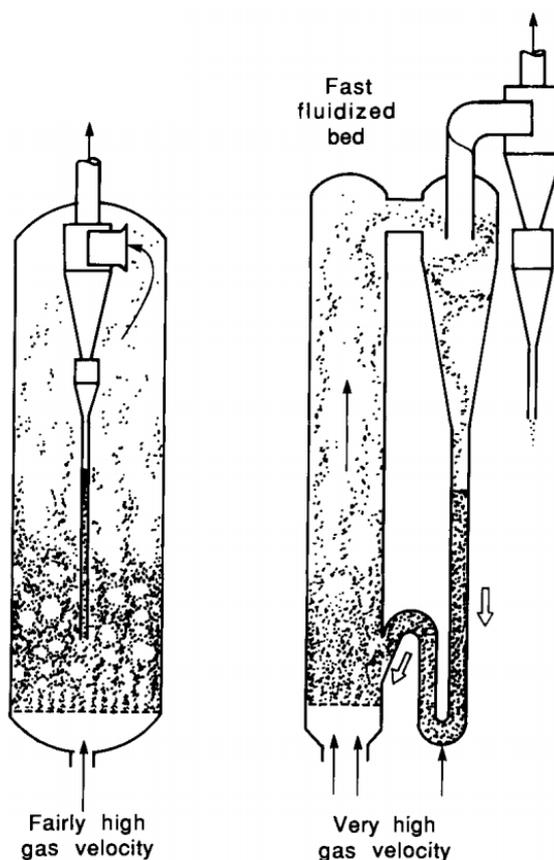


Figura 2.8 – Gaseificadores de Leito Fluidizado Circulante (Adaptado de KUNII e LEVENSPIEL, 1991)

A matéria-prima deve ser pré-tratada a fim de se obter o tamanho de partículas adequado para a fluidização, que é feita por meio da injeção do agente oxidante, que é também o agente fluidizante do processo. Os gaseificadores de leito fluidizado, em geral, utilizam a biomassa em partículas pequenas para maximizar o contato do material com o agente oxidante (WIDJAYA et al., 2018).

Dentre as tecnologias de gaseificação, os reatores de leito fluidizado são os mais promissores, por uma série de razões. Em particular, pelo fato de promoverem maior mistura entre os reagentes, ter temperatura uniforme e ter grande flexibilidade operacional, o que torna possível a utilização de diferentes tipos de matéria-prima, incluindo resíduos (MATERAZZI et al., 2016).

O reator termoquímico referente ao gás de síntese objeto de estudo do presente trabalho é um gaseificador de leito fluidizado circulante, classificado, segundo ARENA (2012) na Tab. 2.4, como um reator auto térmico, de baixa temperatura (850 °C), operado à pressão ligeiramente acima da pressão atmosférica, de formação de cinzas secas, que utiliza o ar

como agente oxidante, destinado a conversão de CDR em gás de síntese. O equipamento, desenvolvido pela Carbogás Energia Ltda., opera à pressão de 1500 mmH₂O e tem potência de 3,54 Gcal/h (4 MWth). O mesmo tem a finalidade produção de gás de síntese destinado à geração de energia elétrica em ciclos a vapor (GGV).

2.6. Combustíveis de Biomassa

Biomassa é todo material que tem parcela significativa de matéria orgânica, de origem vegetal ou animal. Entretanto, na definição de biomassa para geração de energia, excluem-se os tradicionais combustíveis fósseis (ex.: carvão mineral e petróleo). A biomassa é obtida por meio da degradação e/ou processamento de recursos renováveis, como plantas (ex.: madeira, bagaço de cana-de-açúcar), resíduos agrícolas, restos de alimento e de animais e até mesmo o lixo. Em sua maioria, são produtos renováveis que podem ser utilizados em processos químicos, térmicos e termoquímicos para produção de energia, considerada por essa razão energia renovável.

Segundo Basu (2010), há três tipos combustíveis produzidos por biomassa:

- 1) Líquidos (ex.: etanol, biodiesel, metanol, óleo vegetal e óleo de pirólise);
- 2) Gasosos (ex.: biogás (CH₄, CO₂), *producer gas* (CO, H₂, CH₄, CO₂, H₂), gás de síntese (CO, H₂), substituto de gás natural (CH₄));
- 3) Sólido (ex.: carvão, biomassa)

O biogás é um gás combustível que pode ser produzido industrialmente a partir de resíduos orgânicos ou recuperado de aterros de resíduos sólidos urbanos. Sua recuperação é importante não somente como uma fonte combustível, mas também para evitar seu descarte na atmosfera, por ser um gás de efeito estufa (ZHANG, 2010). É um produto resultante da degradação natural de material orgânico por micro-organismos em condições anaeróbicas (SCARLAT; DALLEMAND; FAHL, 2018) e sua composição consiste essencialmente em CH₄, CO₂ e traços de H₂, amônia (NH₃), sulfeto de hidrogênio (H₂S) e CO (SOLARTE-TORO et al., 2018).

Portanto, o denominado “gás de aterro” (*landfill gas*) é também um biogás. Esse produto é formado por meio de um processo natural de digestão anaeróbica. Como as condições de operação dentro do aterro não são controladas e as características dos resíduos não são uniformes, muitas outras reações bioquímicas ocorrem dentro do aterro que não são completamente compreendidas. Dos produtos dessas reações, é produzida uma mistura gasosa, que é denominada “gás de aterro”. A quantidade e a qualidade desse gás dependem

de vários parâmetros, como as características do material de origem (ex.: resíduos urbanos e industriais), a idade do aterro, e várias condições ambientais e operacionais (KUHN et al., 2017; RENA et al., 2019). O “gás de aterro” é constituído primariamente de CO₂ e CH₄, incluindo traços de H₂, CO e outros componentes orgânicos não-metano (PURMESSUR e SURROOP, 2019; SCHEUTZ e KJELDEN, 2019).

O gás de síntese, do inglês *synthetic gas* ou *syngas*, é qualquer combustível produzido de forma sintética por processos químicos ou térmicos. Por essa razão, geralmente, é um gás de baixo poder calorífico, permitindo sua aplicação na recuperação energética ou na indústria química. Apesar de Basu (2010) relatar que a composição do gás de síntese é essencialmente monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H₂), na literatura, o gás combustível resultante do processo de gaseificação é frequentemente referido como gás de síntese, composto por monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H₂), dióxido de carbono (CO₂), vapor d'água (H₂O), metano (CH₄), nitrogênio (N₂), outros hidrocarbonetos em pequena quantidade e, eventualmente, contaminantes, como partículas de carbono, alcatrão e cinzas (COUTO et al., 2013; MOLINO et al., 2016). Da mesma forma, há também a mesma designação para o *producer gas*, que é produzido pela gaseificação de biomassa e tem composição semelhante (CHANPHAVONG e ZAINAL, 2018; ANIS e ZAINAL., 2011).

2.7. Aplicação do Gás de Síntese: propósito do presente trabalho

A aplicação do gás de síntese para a recuperação energética pode se dar de várias maneiras, seja para a geração de outros produtos químicos de utilidade industrial ou para a geração de energia térmica ou elétrica. As alternativas mais utilizadas foram marcadas em vermelho na Fig. 2.9. Aquelas de maior interesse para o estudo do presente trabalho consistem na utilização do gás de síntese para a geração de energia elétrica, de maneira direta (ex.: motores de combustão interna ou turbinas a gás) ou indireta (ex.: produção de vapor para geração de energia elétrica).

Devido ao fato de reduzir a dependência de combustíveis fósseis não renováveis e apresentar vantagens no quesito ambiental, a gasificação de biomassa em CO e H₂ fornece uma boa base para a produção de combustíveis para transporte de líquidos, como gasolina, e produtos químicos sintéticos, como o metano (BASU, 2010).

Quando da aplicação de gás de síntese proveniente da gaseificação de RSU, são encontrados na literatura, conforme a Fig. 2.9, trabalhos envolvendo sua participação em cadeias produtivas na indústria química, de metanol e de amônia (SHEN et al., 2017; GAMERO et al., 2018; BAI et al., 2019).

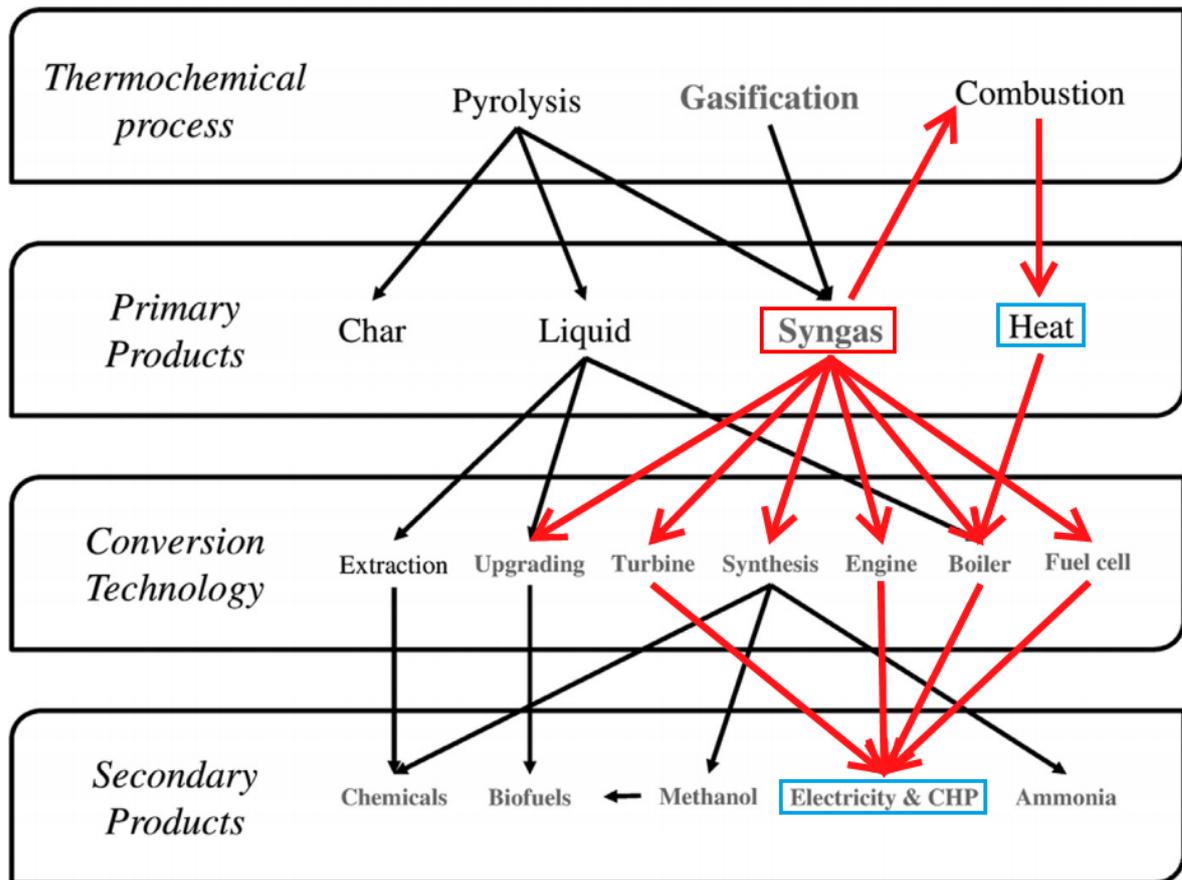


Figura 2.9 – Alternativas para a recuperação energética por meio do gás de síntese (Adaptado de MOLINO; CHIANESE; MUSMARRA, 2016). *CHP: Combined Heat and Power Production*.

O gás de síntese também encontra aplicações em sistemas com finalidades diversas. Por exemplo, Rinaldini et al. (2017) estudaram a viabilidade da utilização do gás de síntese injetado juntamente com o óleo diesel em motores de ignição por compressão. O gás de síntese utilizado nos experimentos tem PCI próximo de 5 MJ Nm^{-3} , obtido por gaseificação a ar de lascas de madeira em reator de leito fixo descendente.

2.7.1. Motores de Combustão Interna – Ciclo Otto

A maior parte dos motores de combustão interna operados com gás de baixo poder calorífico são motores originalmente a diesel adaptados, com certas características modificadas, como aumento de cilindrada e sistema de ignição (LESME-JAÉN et al., 2016).

Lesme-Jaén et al. (2016) avaliaram a eficiência térmica de uma instalação de geração de energia elétrica a partir do gás de síntese derivado de resíduos florestais e sua aplicação em motor de combustão interna. O gás foi produzido por gaseificação em reator de leito fixo

descendente e aplicado em um motor diesel adaptado para operação a gás. Os autores concluíram que o gás de síntese pode ser utilizado em motores de combustão interna de forma satisfatória.

Násner et al. (2017) realizaram simulações de uma planta piloto integrada com motor de ciclo Otto para a geração de 50 kWe e confirmaram a viabilidade técnica e econômica desse processo. O gás de síntese utilizado tem PCI de $5,8 \text{ MJ Nm}^{-3}$, obtido a partir da gaseificação a ar em leito fixo descendente.

Muraro (2006) estudou a aplicação do gás de síntese produzido pela gaseificação de cascas de arroz em reator de escala laboratorial de leito fluidizado. Com PCI de $4,24 \text{ MJ Nm}^{-3}$, o gás de síntese foi aplicado com sucesso em um motor de ciclo Otto com potência de 40,7 kW.

Begum et al. (2014) aplicaram o gás de síntese produzido pela gaseificação de RSU em uma planta piloto em motor de combustão interna de ciclo Otto e obtiveram uma geração de 0,5 MWe. As informações técnicas do motor utilizado não foram informadas pelos autores.

A Tab. 2.6 indica alguns trabalhos envolvendo a aplicação do gás de síntese de biomassa em motores de combustão interna. Não foram encontrados trabalhos abordando essa aplicação para motores de maior potência.

Tabela 2.6 – Exemplos de Aplicação do Gás de Síntese em motores de combustão interna (Adaptado de INDRAWAN et al., 2017)

PCI Syngas (MJ Nm⁻³)	Motor	Potência Gerada (kW)	Referência
4,64	Diesel Modificado	3,1	HOMDOUNG et al. (2015)
5,6	Diesel Modificado	165	SRIDHAR et al. (2005)
5,79	Motor a Gasolina	1,39	SHAH et al. (2010)
5,6	Motor a GNV	73	RAMAN e RAM (2013)

2.7.2. Ciclo de Potência a Gás – Ciclo Brayton

A aplicação de turbinas a gás na geração de energia elétrica apresenta vantagens relacionadas a alta eficiência desses equipamentos e a utilização de equipamentos compactos. Segundo Mohammadi; McGowan; Saghafifar (2019), o custo dos empreendimentos de usinas para geração de energia elétrica envolvendo a operação de turbinas a gás com gás natural é inferior aquele das que fazem uso de ciclos a vapor por meio da queima de carvão, por exemplo. Além disso, apresentam menores níveis de emissões atmosféricas de poluentes nocivos.

Dentre as desvantagens do uso do *syngas* em turbinas a gás existe a possibilidade do fenômeno de *surge* no compressor do ciclo a gás. Kim et al. (2011) avaliaram a operação de uma turbina a gás projetada para gás natural (PCI de 49,2 kJ kg⁻¹) utilizando diferentes gases combustíveis de PCI entre 8,6 a 120 kJ kg⁻¹. Os autores verificaram que com a redução do PCI do gás combustível houve aumento da potência exportada e da eficiência devido ao aumento do fluxo de massa na turbina, porém, com maior vulnerabilidade do compressor para ocorrência do *surge*, além do superaquecimento dos componentes da turbina.

Corrêa Jr. et al. (2019) avaliaram o efeito de se aplicar o gás de síntese, da gaseificação de cascas de arroz em leito fluidizado borbulhante, misturado ao gás natural em uma turbina a gás. Os autores verificaram queda na eficiência térmica do ciclo a gás quando comparada com a eficiência utilizando-se 100 % de gás natural. O gás de síntese analisado, com PCI de 2,87 MJ m⁻³, enquanto a biomassa tem PCI de 13,29 MJ g⁻¹ (Tab. 2.3).

Dambrosio et al. (2018) fizeram uma análise técnica e econômica da aplicação do gás de síntese da gaseificação de CDR e lodo de esgoto em um ciclo combinado gás vapor. O estudo possibilitou a seleção de microturbina a gás financeiramente viável.

Renzi; Patuzzi; Baratieri (2017) também observaram diminuição da eficiência quando da simulação da aplicação de gás de síntese de PCI 9,54 MJ Nm⁻³ derivado de biomassa em uma microturbina a gás de 100 kW. Os autores atribuíram essa queda à variação de composição do gás.

Verifica-se que a aplicação do gás de síntese em turbinas a gás encontra grandes dificuldades relacionadas ao baixo PCI desse combustível frente ao gás natural, por exemplo, com 34,5 MJ Sm⁻³ (CHANG et al., 2019), além de se encontrar ainda poucas aplicações em turbinas a gás de maior porte.

2.7.3. Ciclo de Potência a vapor (Ciclo Rankine)

Em geral, as usinas de geração de energia elétrica por tratamento térmico do RSU visam a produção de vapor d'água por meio da queima direta desse material, como nas usinas de incineração. Nessas aplicações, a maior vantagem envolvendo ciclos a vapor é a queima externa, realizada em caldeiras, que possibilita o maior aproveitamento térmico da biomassa na geração de vapor. Esses equipamentos permitem maior robustez e flexibilidade ao processo, que permite a utilização de biomassas de composição variável, como o RSU. Entretanto, outros problemas relacionados aos níveis de emissões atmosféricas conferem complexidade operacional em se tratando de conversão energética com RSU.

Por outro lado, como relatado anteriormente e será melhor demonstrado ao longo do presente trabalho, a gaseificação apresenta vantagens sobre a incineração de RSU. Assim, poucas indústrias de recuperação energética utilizam da via de produzir um gás combustível (gás de síntese), mediante a gaseificação, por exemplo, e, posteriormente, combustão para geração de vapor e energia. A Tab. 2.7 a seguir, mostra alguns exemplos de usinas de gaseificação de RSU ou derivados em fase de planejamento, teste ou operação nos últimos anos, bem como breve descrição dos seus processos utilizados.

Tabela 2.7 – Usinas de Gaseificação para geração de energia elétrica*

Indústria	Tecnologia	Local	Ano	Processo de Gaseificação^a
<i>Hitachi Metals MSW Plasma Gasification Plant</i>	<i>Hitachi Metals</i>	Utashinai, Japão	2003	PG-HT-VS-GGV
<i>Sinfin Lane Waste Treatment Facility Derby</i>	-	Derby, Reino Unido	2018	GGV-BA-LT
<i>Energy Works Hull</i>	<i>Bioenergy Infrastructure Group, M&W Group</i>	Hull, Reino Unido	2019	FB-GGV-LT
<i>Levenseat</i>	<i>Levenseat Renewable Energy</i>	Lanark, Reino Unido	2017	FB-BA-GGV-AG
<i>Avonmouth Waste Gasification Plant</i>	<i>NEAT</i>	Avonmouth, Reino Unido	2013	GGV
<i>SMSIL Hazardous Waste Plasma Gasification Plant</i>	<i>Westinghouse</i>	Pune, Índia	2008	PG-HT-VS-GGV-PV

* Essas indústrias podem não estar em operação, pois as informações não puderam ser atualizadas com confiabilidade.

^a Acrônimos utilizados de acordo com a Tab. 2.4, segundo a classificação de ARENA (2012). Não foram encontradas mais informações a respeito desses processos utilizados.

O aproveitamento energético de RSU mediante a geração de vapor pode ser aplicado em qualquer processo químico, alimentício ou industrial que faça uso da energia térmica (DAMBROSIO et al., 2018). Na *West Incineration Plant*, por exemplo, localizada na cidade de Saitama, no Japão, o calor gerado é utilizado para a produção de energia elétrica e para aquecimento de água de piscinas em um centro esportivo instalado em suas mediações.

Apesar da maioria das usinas envolvendo a geração de energia por meio de gases combustíveis utilizar de ciclos combinados gás-vapor, por meio do processo de gaseificação de carvão, por exemplo, não foram encontrados trabalhos envolvendo a análise desses ciclos com gás de síntese.

Diante do exposto, com o objetivo da geração de energia elétrica, no presente trabalho, o gás de síntese proveniente da gaseificação em leito fluidizado de CDR foi analisado para sua aplicação nos ciclos Brayton, Rankine e Otto, conforme as restrições e necessidades técnicas da UTGE em fase de construção na cidade de Boa Esperança-MG, que será brevemente apresentada ao longo deste texto.

CAPÍTULO III

PROCEDIMENTOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Nessa seção, serão apresentados os parâmetros experimentais e os cálculos termodinâmicos utilizados no presente trabalho. De forma mais específica, será apresentada a composição experimental e a modelagem termoquímica da combustão do gás de síntese.

Em seguida, são apresentados os cálculos termodinâmicos realizados para aplicação do gás de síntese em ciclos de potência a gás e a vapor para a geração de energia.

Além disso, alguns aspectos referentes a UTGE de Boa Esperança-MG, reator termoquímico de gaseificação e sistema de gaseificação, bem como uma breve descrição das análises químicas experimentais e do processo de conversão de RSU em energia térmica e elétrica.

3.1. Características Gerais da UTGE

O processo de conversão de RSU em energia elétrica será considerado como o da UTGE, em fase de construção na cidade de Boa Esperança, Minas Gerais, Brasil. Simplificadamente, o processo é realizado por meio de três etapas: processamento de RSU para produção do CDR, gaseificação do CDR para produção do gás de síntese e geração de energia elétrica. A Fig. 3.1 apresenta um esquema simplificado da referida UTGE.

O RSU consiste em uma biomassa heterogênea, com resíduos de diferentes tamanhos e altos níveis de umidade, em média de 50 wt% (INFIESTA et al., 2019). Por essa razão, essa matéria-prima deve passar por um processo de trituração, seleção e secagem.

Inicialmente, na UTGE, o RSU será processado em uma linha de processamento de resíduos sólidos (LPRS) para obtenção de combustível derivado de resíduos sólidos urbanos (CDR) com 15 % de umidade, utilizado como fonte de energia renovável. A LPRS trabalha independentemente do setor de produção de gás de síntese e geração de energia elétrica. Maiores informações relativas a LPRS podem ser consultadas no trabalho de Infiesta et al., 2019.

Após a LPRS, o CDR é direcionado à planta de gaseificação, onde o CDR é convertido no gás combustível, denominado gás de síntese, para a geração de energia. O CDR é

destinado ao reator por meio de um silo, com capacidade de armazenamento de 96 ton de produto, seguido por um silo de calcário e outro silo de areia. Esses produtos são depositados em esteiras transportadoras de borracha e direcionados para dois conjuntos de válvulas de controle localizadas na lateral do equipamento. Assim, os silos de armazenagem de produtos possibilitam a manutenção da quantidade de sílica do leito fluidizado circulante do reator, e um silo de calcário; uma vez que parte do material do leito fluidizado (resíduos particulados, cinzas, calcário e sílica) é continuamente removida por uma rosca extratora de cinzas.

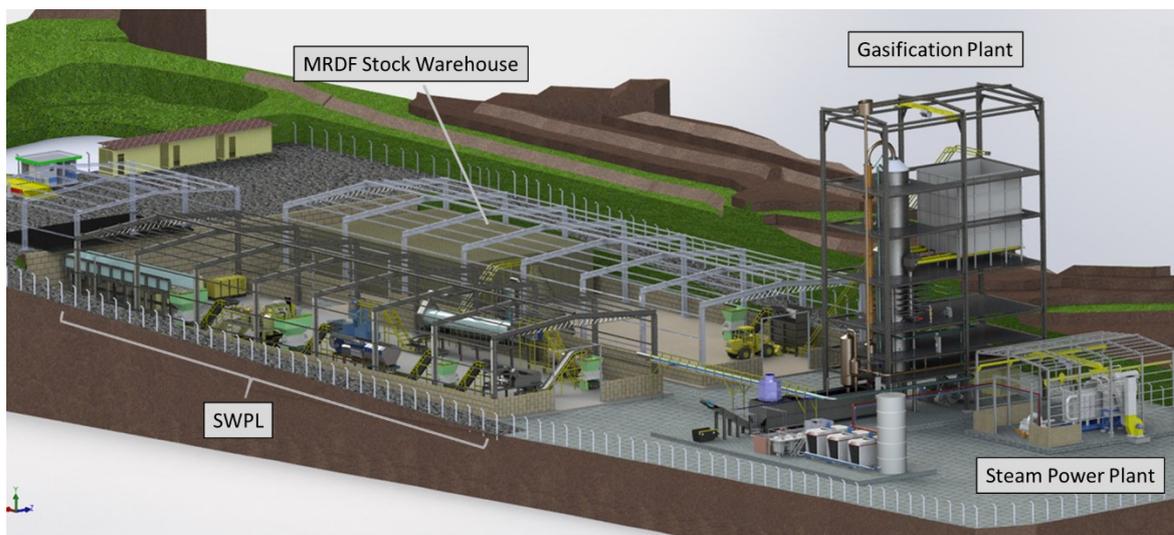


Figura 3.1 - Layout da Usina Termoquímica de Geração de Energia (INFIESTA et al., 2019). *Solid Waste Processing Line* (SWPL) – Linha de Processamento de Resíduos Sólidos (LPRS). *Municipal Refuse Derived Fuel* (MRDF) – Combustível Derivado de Resíduo Sólido Urbano (CDR)

O fluxograma simplificado referente ao balanço de massa e energia da UTGE de Boa Esperança-MG é apresentado na Fig. 3.2. A LPRS foi projetada para processamento de 55 ton dia^{-1} de RSU e produção de 30 ton de CDR. Assim, a vazão mássica (\dot{m}_a) de alimentação do reator é de aproximadamente 1252 kg h^{-1} de CDR. Segundo informações da Carbogás Energia Ltda. sobre o poder calorífico inferior (PCI) médio do CDR, $3770 \text{ kcal kg}^{-1}$, a potência térmica (P_t) do reator foi determinada, $3,54 \text{ Gcal h}^{-1}$ (INFIESTA et al., 2019):

$$P_t = \dot{m} \cdot PCI_{CDR} \cdot \eta_{reator} = 1252 \cdot 3770 \cdot 0,75 = 3,54 \text{ Gcal/h} \quad (3.1)$$

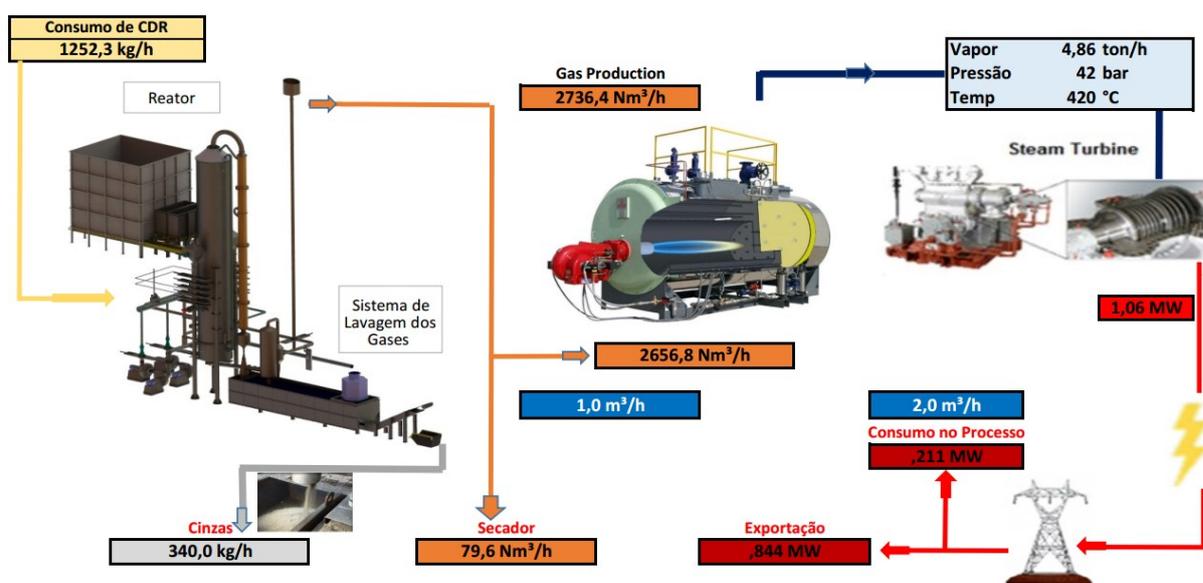


Figura 3.2 – Fluxograma e balanço de massa e energia simplificado da planta de gaseificação

O rendimento (η_{reator}), de 75 %, do reator foi determinado por meio de testes práticos realizados em planta piloto. A capacidade de geração de 1,0 MWh de energia elétrica representa 1/3 do consumo diário da cidade de Boa Esperança. Cabe salientar que a UTGE será responsável por tratar todo o RSU produzido diariamente pelo município. Assim, por meio do PCI do gás de síntese ($PCI_{syn\ gas}$) de 1294 kcal Nm⁻³, informado pela Carbogás Energia Ltda., e de valores de eficiência de equipamentos como caldeiras, turbinas e geradores elétricos, determinou-se a quantidade de energia térmica necessária e, consecutivamente, a quantidade de gás de síntese a ser produzido.

Por meio das análises experimentais realizadas na planta piloto de Mauá-SP, verificou-se que o CDR apresenta em sua composição aproximadamente 26 wt% de cinzas – materiais não combustíveis, inertes e sem contribuição para o PCI. Dessa forma, cerca de 322 kg h⁻¹ do CDR introduzido no reator sai inerte do gaseificador pela rosca extratora de cinzas, junto com os produtos não convertidos no reator.

Juntamente com as cinzas, há a extração do sulfato de cálcio (CaS), produzido graças à adição de calcário na alimentação reator. Logo, a vazão mássica extraída do reator composta de cinzas, particulado arrastado e produtos de reação com calcário é de aproximadamente 340 kg h⁻¹.

O reator é alimentado com o CDR, areia e calcário por entradas laterais do equipamento, além do ar, cuja alimentação é feita pela base. Dentro do reator, esses materiais compõem o leito fluidizado circulante à uma temperatura de 850 °C, juntamente com o ar à pressão

manométrica de 3000 mmH₂O (0,30 bar) temperatura de 400 °C e vazão de 1780 Nm³ h⁻¹, ou 2300 kg h⁻¹, proveniente de sopradores.

Na saída do equipamento, o gás de síntese à 850 °C passa em um trocador de calor que tem por finalidade aquecer o ar atmosférico a uma temperatura de 400 °C antes de ser insuflado pela base no reator.

Após o resfriamento do gás de síntese e a passagem pelo processo de lavagem (Fig. 3.4), o gás limpo pode ser consumido. Uma pequena parcela, cerca de 79,6 Nm³ h⁻¹ de gás de síntese é destinada ao secador da LPRS enquanto que o restante (2656,9 Nm³ h⁻¹) é consumido na unidade de geração de vapor e energia.

A combustão do gás em condições estequiométricas na caldeira é suficiente para a produção de 4,6 t h⁻¹ de vapor à 420 °C e 42 bar, que é destinado à produção de 1 MWh de energia elétrica. No projeto da usina, que inclui a LPRS e equipamentos elétricos da planta de gaseificação, estimou-se um consumo de energia elétrica de aproximadamente 200 kWh. Logo, a energia exportável prevista foi de 800 kWh.

3.2. Características do Sistema de Gaseificação

O reator termoquímico para produção do gás de síntese de estudo no presente trabalho é um gaseificador de leito fluidizado circulante, classificado como um reator auto térmico, de baixa temperatura (850 °C), operado à pressão ligeiramente acima da atmosférica, de formação de cinzas secas e, que utiliza ar como agente oxidante e fluidizante para conversão de CDR em gás de síntese (ARENA, 2012). O reator foi desenvolvido pela empresa Carbogás Energia Ltda., visando a produção de gás de síntese que será destinado à geração de energia elétrica em ciclos a vapor (GGV). Ele opera à pressão ligeiramente acima da atmosférica, a 1500 mmH₂O (14,7 kPa), e tem potência de 3,54 Gcal h⁻¹ (4 MWth). O equipamento possui diâmetro externo de 3,1 m e altura de 22 m e foi construído em aço carbono estrutural e isolamento térmico na parte interna de tijolo refratário. O mesmo foi testado em escala reduzida em uma planta piloto localizada na cidade de Mauá, em São Paulo, Brasil, no período de 2000 a 2016, a qual auxiliou no projeto da UTGE na cidade de Boa Esperança-MG

Capaz de produzir 3218 kg h⁻¹ (2736 Nm³ h⁻¹) de gás de síntese, o sistema de gaseificação proposto (Fig. 3.3) foi projetado para contemplar as diferentes características de CDR, devido à heterogeneidade de composição química e quantidade relevante de umidade (INFIESTA et al., 2019). Essas oscilações são superadas por meio de alterações nas variáveis de controle de processo.

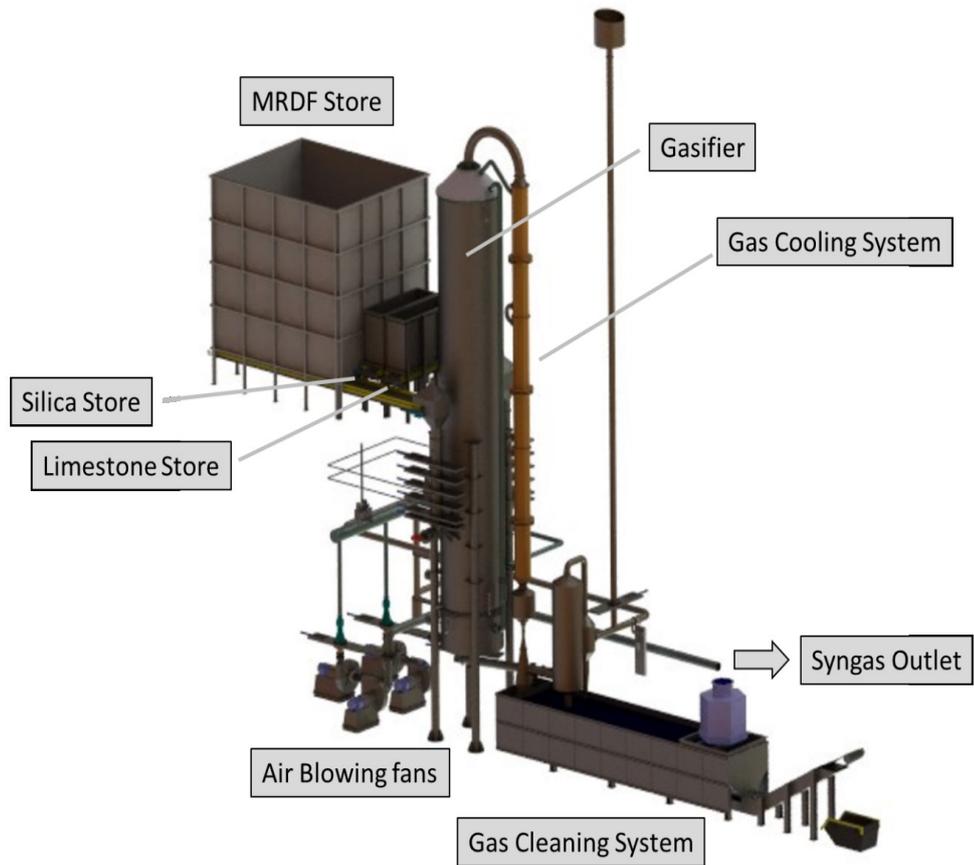


Figura 3.3 – Componentes do Sistema de Gaseificação (INFIESTA et al., 2019)

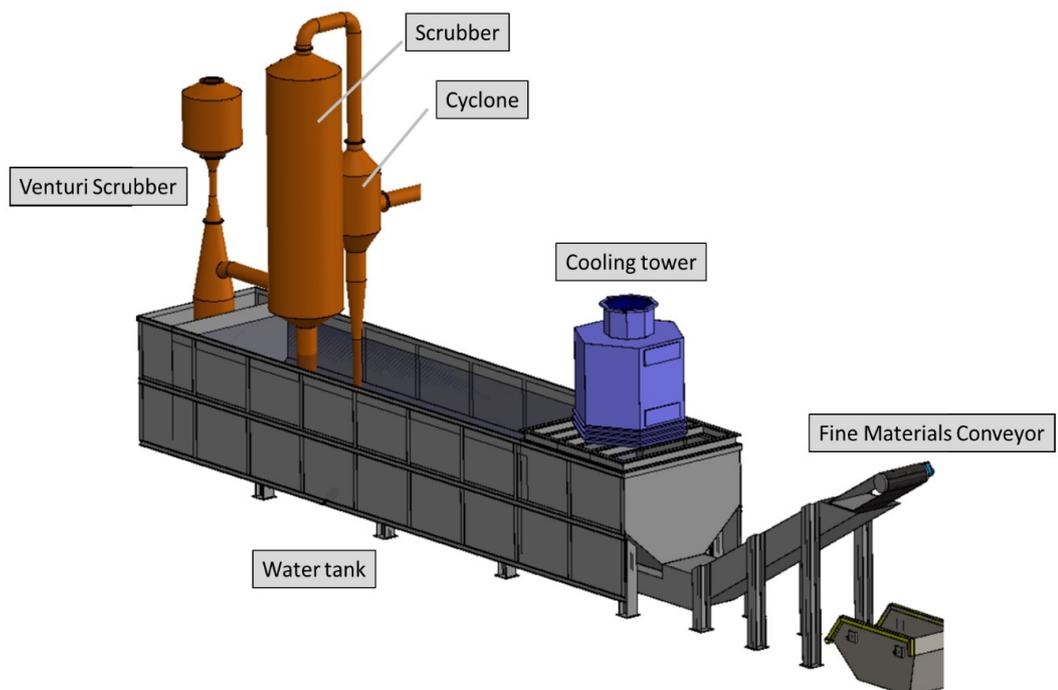


Figura 3.4 – Componentes do Sistema de Lavagem dos Gases (INFIESTA et al. 2019)

Conforme descrito no Capítulo II, a etapa de oxidação é determinante para o projeto de capacidade de reatores auto-térmicos (ARENA, 2012), uma vez que suas reações exotérmicas fornecem a energia necessária para que os outros processos (redução, pirólise e secagem) ocorram. A oxidação é realizada apenas em parte da matéria combustível de CDR introduzida a fim de fornecer energia térmica para a gaseificação. Por meio do cálculo de volume de gás produzido pelo reator (V) e do PCI do gás, foi determinada a vazão de ar para o processo de gaseificação:

$$\dot{V}_{syngas} = \frac{P_t}{PCI_{syngas}} = \frac{3,54 \text{ Gcal/h}}{1294 \text{ kcal/Nm}^3} = 2736 \text{ Nm}^3/\text{h} \quad (3.2)$$

A densidade do gás de síntese, determinada por meio de análises de laboratório realizadas em planta piloto, é de $1,176 \text{ kg Nm}^{-3}$, portanto, a vazão mássica de gás é de aproximadamente 3218 kg h^{-1} .

No processo de gaseificação, o material de leito consiste em sua maioria em partículas de sólidos inertes, particulado de combustíveis e aditivos. O leito fluidizado do reator desenvolvido é constituído por sílica e calcário; além dos outros componentes em escoamento: ar atmosférico, CDR e produtos das reações (cinzas, óxidos, etc). A sílica age como um transportador de calor (BASU, 2006), é um material com boas propriedades mecânicas: dureza mineral e resistência ao atrito (KOPPATZ; PFEIFER; HOFBAUER, 2011), além de resistência térmica (POHORELY et al., 2016). O calcário, por possuir baixa resistência mecânica frente ao desgaste sofrido no escoamento (SIKARWAR et al., 2017; MICCIO et al., 2009), fixa o enxofre presente no CDR e evita a formação de compostos poluentes (BASU, 2010).

Esses produtos são previamente depositados nas esteiras transportadoras de borracha, juntamente com o CDR, e direcionados para dois conjuntos de válvulas hidráulicas automáticas de controle localizadas na lateral do equipamento, que têm também a função de impedir a saída de gases pressurizados de alta temperatura do equipamento. Em seguida, a mistura é dosada no reator por meio dos transportadores helicoidais a uma taxa de $1257,47 \text{ kg h}^{-1}$, sendo $1252,3 \text{ kg h}^{-1}$ de CDR e $5,17 \text{ kg h}^{-1}$ de calcário.

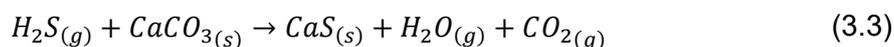
Sua alimentação é controlada por dois conjuntos de válvulas alimentadoras independentes, para uma melhor segurança operacional em casos de falha ou de parada para manutenção. A quantidade de produto a ser dosada no reator é calculada por software por meio das leituras em tempo real de instrumentos instalados ao longo do corpo do reator, como termopares, transdutores de pressão e medidores de vazão, para o controle do processo.

No interior do reator, se dão as reações entre CDR e o ar de processo e, formação de gases de síntese, como mostradas na Tab. 3.1 (BASU, 2010).

Tabela 3.1 – Reações típicas de gaseificação à 25 °C

$C_{(s)} + O_{2(g)} \rightleftharpoons CO_{2(g)}$	Oxidação	- 394 kJ mol ⁻¹
$C_{(s)} + \frac{1}{2}O_{2(g)} \rightleftharpoons CO_{(g)}$	Oxidação parcial	- 111 kJ mol ⁻¹
$C_{(s)} + H_2O_{(g)} \rightleftharpoons CO_{(g)} + H_2_{(g)}$	Reação gás-água “fase 1”	+ 131 kJ mol ⁻¹
$CO_{(g)} + H_2O_{(g)} \rightleftharpoons CO_{2(g)} + H_2_{(g)}$	Reação gás-água “fase 2”	- 41,2 kJ mol ⁻¹
$H_2_{(g)} + \frac{1}{2}O_{2(g)} \rightleftharpoons H_2O_{(g)}$	Reação de formação de vapor de água	- 242 kJ mol ⁻¹
$C_{(s)} + CO_{2(g)} \rightleftharpoons 2CO_{(g)}$	Reação de Boudouard	+ 172 kJ mol ⁻¹
$C_{(s)} + 2H_2_{(g)} \rightleftharpoons CH_4$	Reação de Metanização 1	- 74,8 kJ mol ⁻¹
$CO_{(g)} + 2H_2_{(g)} \rightleftharpoons CH_4_{(g)} + H_2O_g$	Reação de Metanização 2	- 247 kJ mol ⁻¹

O calcário adicionado ao processo de gaseificação tem como função a retenção do enxofre, a fim de evitar a geração de SO₂ (SULAIMAN et al., 2018) na composição do gás de síntese e, posterior, produção de poluentes atmosféricos sulfonados quando da sua queima no consumo. Esse procedimento se fez necessário, pois foi verificado nas análises de composição química (INFIESTA et al., 2019) do CDR, realizadas por órgãos credenciados do Brasil, que a quantidade média de enxofre contida no CDR, de 0,11 wt%, poderia contribuir com a formação de poluentes, como SO_x. A absorção dos óxidos de enxofre pode ser representada pela seguinte reação:



Assim, a quantidade de calcário adicionada foi calculada com base na estequiometria da reação, e por segurança foi considerando um excesso de 20 %, resultando na taxa de 5,2 kg h⁻¹ de calcário.

Segundo Jeremiáš et al. (2018) o calcário pode ser usado diretamente em gaseificadores de leito fluidizado para decomposição do alcatrão, além de contribuir na conversão do carbono em formas gasosas no processo.

Mauerhofer et al. (2018) avaliaram o efeito da quantidade de calcário adicionada no leito fluidizado na gaseificação – com vapor como o agente oxidante – de madeira. De acordo com o estudo, o calcário tem ação catalítica nas reações de gaseificação quando na forma de cal (CaO), além de aumentar a quantidade de H₂ na composição química do gás de síntese produzido e reduzir a quantidade de alcatrão.

Segundo Schmid et al. (2018), o calcário é um material de baixo custo que, além de promover a decomposição de alcatrão, também atua na retenção de enxofre – como foi mostrado em seu trabalho com gaseificação de materiais orgânicos com leito fluidizado borbulhante – reduzindo a necessidade de tratamento posterior para controle de poluição do gás produzido.

Pisani e Moraes (2003) fizeram um estudo sobre a remoção de SO₂ pelo tratamento com calcário dolomítico (24 μ m) em um reator de leito fluidizado borbulhante composto de areia. Nesse estudo, pôde-se concluir que a eficiência de remoção de poluentes é dependente da temperatura de operação e da fração molar Ca/S. Nos experimentos realizados, as maiores eficiências foram alcançadas quando nas maiores temperaturas avaliadas, particularmente entre 700 e 800 °C. Temperaturas inferiores a 500 °C tornam o tratamento ineficiente pois não possibilita a formação de CaO por meio da reação de calcinação. Com relação à influência da fração molar Ca/S na eficiência de remoção, observou-se que a eficiência aumenta com o aumento de Ca/S.

No reator descrito no presente trabalho, o gás de síntese deixa o topo do equipamento com temperatura de aproximadamente 850 °C. Essa energia térmica é aproveitada em um trocador de calor para aquecer ar atmosférico, que atinge a temperatura de 400 °C, antes de ser insuflado na base do reator.

3.3. Gás de Síntese e Análises Químicas

Para o desenvolvimento do projeto industrial de gaseificação de CDR, previamente foram feitos testes do processo em escala reduzida. A planta piloto, localizada na cidade de Mauá, São Paulo, Brasil, foi projetada com as mesmas características da planta em escala industrial proposta pela Carbogás Energia Ltda. Nos períodos do ano de 2000 a 2016, a empresa realizou testes práticos nessas instalações, testando o processo em diferentes temperaturas e com o CDR e diferentes biomassas como madeira, pneu e compostos mistos.

O estudo termodinâmico realizado no presente trabalho foi feito com base nas análises químicas de 2016 do gás de síntese coletado na planta piloto de gaseificação.

O gás de síntese em análise no presente trabalho foi obtido em planta piloto de gaseificação de CDR em leito fluidizado circulante, localizada na cidade de Mauá-SP. A caracterização (composição volumétrica) do gás de síntese foi determinada por cromatografia gasosa equipada com um Detector de Condutividade Térmica (TCD) e Detector de Ionização de Chama (FID) e serão apresentadas no Capítulo IV. Essas análises foram realizadas pela empresa White Martins, cujos laboratórios são credenciados para tais análises.

3.4. Modelagem Termoquímica da Combustão do Gás de Síntese

Toda modelagem do presente trabalho relacionada ao gás de síntese proveniente do processo de gaseificação de CDR para Unidade Termoquímica de Geração de Energia (UTGE) foi realizada por meio de algoritmo próprio desenvolvido especificamente para atender ao presente trabalho. As propriedades termodinâmicas foram obtidas por meio de tabelas termodinâmicas.

O modelo foi construído para simular o balanço químico e termodinâmico da combustão de um gás combustível composto e sua aplicação em ciclos de potência com a finalidade de geração de energia elétrica.

A primeira parte do presente trabalho consistiu em realizar-se os cálculos de balanço estequiométrico para combustão do gás de síntese em condições arbitrariamente escolhidas para a quantidade de oxigênio adotada (excesso ou déficit) utilizando ar atmosférico como agente oxidante.

Em seguida, foram implementados no modelo os cálculos referentes às análises termodinâmicas do gás combustível em ciclos de potência para geração de energia elétrica, além da análise dos cenários propostos

Dessa forma, como dado de entrada para os cálculos, foi utilizada a composição média de duas amostras resultantes da gaseificação do CDR. As espécies com número de carbono a partir de quatro, com exceção do n-Butano, por apresentarem resultado de medição inferiores a 0,01 foram inseridas com valor nulo em algoritmo computacional construído especificamente para realizar os cálculos estequiométricos. Entretanto, a influência desses componentes nas propriedades do gás de síntese foi também avaliada em seção a diante do presente trabalho.

Por meio do algoritmo computacional foram feitos cálculos químicos para verificar do PCI, densidade e temperatura adiabática de chama do gás de síntese e, posteriormente, a aplicação desse combustível em ciclos de potência para geração de energia elétrica; conforme as etapas subsequentes.

3.4.1. Dados de Entrada

A vazão (\dot{V}) e as porcentagens volumétricas de cada espécie ($P_{[i]}$) presentes do gás foram inseridas como entrada no algoritmo computacional, bem como as variáveis necessárias para os cálculos, como taxa de equivalência (ϕ), umidade relativa do ar (UR) e o estado de referência padrão, *i.e.*, temperatura de 25 °C e pressão de 1 bar.

Primeiramente, foram obtidas as informações pertinentes a cada uma das espécies químicas na composição do gás de síntese, tais como densidade ($\rho_{[i]}$), massa molar ($MM_{[i]}$) e entalpia de formação para o estado de referência padrão ($h_{[i]}$). Posteriormente, procedeu-se com o cálculo da densidade do gás de síntese ($\rho_{syn\,gas}$) e análise molar dos elementos ($MM_{[i]}$) químicos presentes, conforme as seguintes equações:

$$\rho_{syn\,gas} = \sum_{i=1}^n \frac{P_{[i]} \rho_{[i]}}{MM_{[i]}} \quad (3.4)$$

$$ne_{[i]} = \frac{\dot{V} P_{[i]} \rho_{[i]}}{MM_{[i]}} \quad (3.5)$$

onde n é o número de espécies químicas presente no gás de síntese, $ne_{[i]}$ é o número de mols “de entrada” de cada espécie química contida no gás de síntese.

3.4.2. Balanço Estequiométrico

Em seguida, foi desenvolvido o balanço estequiométrico para cada elemento do combustível quando da oxidação com ar seco, de composição volumétrica aproximada conforme a literatura (ÇENGEL e BOLES, 2007) como 21 % de oxigênio e 79 % de nitrogênio. O que resulta na fração molar de $0,79/0,21 = 3,76$ moles de nitrogênio para cada mol de oxigênio injetado na câmara de combustão. A reação genérica da combustão (com excesso ou escassez de oxigênio) é apresentada pela equação (3.6).

Os termos relativos ao ar atmosférico injetado na câmara de combustão foram calculados por:

$$ne_{[16]} = \phi \cdot ne_{O_2} \quad (3.6)$$

$$ne_{[17]} = \phi \cdot 3,76 \cdot ne_{O_2} \quad (3.7)$$

$$ne_{[18]} = \omega \cdot \frac{\sum_{i=16}^{17} ne_{[i]} \cdot MM_{[i]}}{MM_{18}} \quad (3.8)$$

onde ω é a umidade absoluta ar, calculada conforme Çengel e Boles (2007) a partir de informações da temperatura, umidade relativa e pressão.

$$\begin{aligned} ne_{[1]}H_2 + ne_{[2]}CO + ne_{[3]}O_2 + ne_{[4]}N_2 + & ns_{[1]}H_2 + ns_{[2]}CO + ns_{[3]}O_2 + ns_{[4]}N_2 \\ + ne_{[5]}CO_2 + ne_{[6]}CH_4 + ne_{[7]}C_2H_6 + & + ns_{[5]}CO_2 + ns_{[6]}CH_4 + ns_{[7]}C_2H_6 + \\ + ne_{[8]}C_2H_4 + ne_{[9]}C_3H_8 + ne_{[10]}C_4H_{10} + & + ns_{[8]}C_2H_4 + ns_{[9]}C_3H_8 + ns_{[10]}C_4H_{10} \\ + ne_{[11]}C_4H_{10} + ne_{[12]}C_5H_{12} + & \rightarrow + ns_{[11]}C_4H_{10} + ns_{[12]}C_5H_{12} + \\ + ne_{[13]}C_5H_{12} + ne_{[14]}C_6H_{14} + ne_{[15]}H_2O & + ns_{[13]}C_5H_{12} + ns_{[14]}C_6H_{14} + \\ + ne_{[16]}O_2 + ne_{[17]}N_2 + ne_{[18]}H_2O & + ns_{[15]}H_2O \end{aligned} \quad (3.9)$$

onde o termo $ns_{[i]}$ representa o número de mols “de saída” de cada espécie química presente nos produtos da reação, ne_{O_2} o número de mols de oxigênio proveniente do ar atmosférico adicionado a reação, *i.e.*, não inclui a parcela de oxigênio presente no gás ($ne_{[3]}$). Nas porcentagens ($P_{[i]}$) dos componentes do gás de síntese, ainda foi acrescentado o termo $P_{[15]}$, que corresponde ao teor de umidade (água) eventualmente presente no gás. A Tab. 3.2 lista a correspondência de cada índice utilizado nos cálculos.

Quando da combustão com excesso de oxigênio, o termo relativo ao O_2 no lado dos produtos da reação foi calculado por:

$$ns_{[2]} = ne_{O_2} \cdot (\phi - 1) \quad (3.10)$$

Quando da escassez de ar na combustão, haverá nos produtos porcentagens de cada espécie combustível não queimados, calculados por:

$$ns_{[i]} = ne_{[i]} \cdot (1 - \phi) \quad \forall i \in \{1, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14\} \quad (3.11)$$

Para a combustão em condições (ideais) estequiométricas ou com excesso de oxigênio, esses termos serão nulos.

Tabela 3.2 - Legenda para os índices utilizados com as variáveis do algoritmo computacional

Índice	Parâmetro	Descrição
1	Hidrogênio (H ₂)	Componente do Gás de Síntese
2	Oxigênio (O ₂)	Componente do Gás de Síntese
3	Nitrogênio (N ₂)	Componente do Gás de Síntese
4	Monóxido de Carbono (CO)	Componente do Gás de Síntese
5	Dióxido de Carbono (CO ₂)	Componente do Gás de Síntese
6	Metano (CH ₄)	Componente do Gás de Síntese
7	Etano (C ₂ H ₆)	Componente do Gás de Síntese
8	Etileno (C ₂ H ₄)	Componente do Gás de Síntese
9	Propano (C ₃ H ₈)	Componente do Gás de Síntese
10	<i>iso</i> -Butano (C ₄ H ₁₀)	Componente do Gás de Síntese
11	<i>n</i> -Butano (C ₄ H ₁₀)	Componente do Gás de Síntese
12	<i>iso</i> -Pentano (C ₅ H ₁₂)	Componente do Gás de Síntese
13	<i>n</i> -Pentano (C ₅ H ₁₂)	Componente do Gás de Síntese
14	<i>n</i> -Hexano (C ₆ H ₁₄)	Componente do Gás de Síntese
15	Água (H ₂ O)	Umidade presente no gás de síntese
16	Oxigênio (O ₂)	Proveniente do ar atmosférico
17	Nitrogênio (N ₂)	Proveniente do ar atmosférico
18	Água (H ₂ O)	Umidade proveniente do ar atmosférico

3.4.3. Análise Termodinâmica

O equacionamento descrito permite a obtenção dos valores em kmols s⁻¹ de cada espécie química nos produtos da reação, de acordo com a razão de ar (ϕ) adotada. Dessa forma, é possível, então, realizar a análise termodinâmica, primeiramente, com a aplicação da primeira lei da termodinâmica para sistemas reativos:

$$\dot{Q} + \sum_{i=1}^{18} \dot{n}e_{[i]} \cdot MM_{[i]} \cdot h_{[i]} = \sum_{i=1}^{15} \dot{n}s_{[i]} \cdot MM_{[i]} \cdot h_{[i]} \quad (3.12)$$

O poder calorífico inferior (PCI_{syngas}) do gás de síntese pode ser calculado por:

$$PCI_{syngas} = |h_c| = \left| \sum_{i=1}^{15} \dot{n}s_{[i]} \cdot h_{s_{[i]}} - \sum_{i=1}^{18} \dot{n}e_{[i]} \cdot h_{e_{[i]}} \right| = \frac{|\dot{Q}|}{\sum_{i=1}^{15} \dot{n}e_{[i]} \cdot MM_{[i]}} \quad (3.13)$$

onde h_c é a entalpia de combustão do combustível, $h_{e[i]}$ a entalpia da i -ésima espécie dos componentes reagentes e $h_{s[i]}$ a entalpia da i -ésima espécie dos componentes dos produtos.

A temperatura adiabática de chama foi calculada, assumindo regime permanente e desprezando as perdas de calor no queimador, logo, tem-se:

$$-\dot{Q} = \int_{25\text{ }^{\circ}\text{C}}^{T_{chama}} \sum n s_{[i]} \cdot MM_{[i]} \cdot c_{p[i]} dT \quad (3.14)$$

onde $c_{p[i]}$ representa o calor específico à pressão constante dos produtos da combustão e T_{chama} a temperatura adiabática de chama. Esse cálculo foi feito de forma iterativa com avaliação do $c_{p[i]}$ a cada temperatura avaliada nas iterações para solução da integral acima.

A razão ar/combustível (AC) foi obtida pela razão:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (3.15)$$

Em que:

$$\dot{m}_{comb} = \sum_{i=1}^{15} n e_{[i]} \cdot MM_{[i]} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{ar} = \sum_{i=16}^{18} n e_{[i]} \cdot MM_{[i]} \quad (3.17)$$

3.4.4. Influência da Variação da Composição do Gás de Síntese

Variou-se o percentual volumétrico de cada espécie química, presente na composição do gás de síntese, com a finalidade de analisar a influência dessas variações no PCI final, temperatura adiabática de chama e densidade do gás de síntese. Dessa forma, foi possível identificar a importância desses gases na composição para um melhor entendimento e controle operacional do processo.

Primeiramente, os parâmetros de entrada relativos ao teor de cada gás combustível foram individualmente alterados para valores dentro de um intervalo de variação de $\pm 50\%$ do valor inicial medido do mesmo. Esse intervalo relativamente grande foi determinado arbitrariamente devido à grande variação que o gás de síntese pode apresentar, uma vez que

sua composição é dependente da composição do CDR que é gaseificado no reator. Espera-se que o intervalo de variação real da composição do gás de síntese produzido no reator seja bem menor que os calculados, entretanto, é uma análise importante para o controle do processo da usina, por exemplo, no que diz respeito a vazões de CDR e a produção de vapor.

Em seguida, foi realizada uma análise específica para os hidrocarbonetos de maior cadeia carbônica do gás de síntese, cujo percentual volumétrico experimental foi inferior a 0,01 %. Como são hidrocarbonetos de alto poder calorífico, realizou-se uma análise individual de cada elemento considerando uma variação no percentual volumétrico entre 0 a 1 %.

As porcentagens volumétricas aumentada/diminuída em todas essas análises foram compensadas pela diminuição/aumento da porcentagem de N_2 presente no *syngas*.

3.5. Aplicação do Gás de Síntese

A UTGE referida no presente trabalho tem como objetivo a produção de energia elétrica por meio da gaseificação de CDR e obtenção do gás de síntese, conforme descrito nas seções anteriores. Nesse contexto, foram feitos os cálculos de sistemas termodinâmicos envolvendo sua aplicação nos ciclos Rankine, Brayton e Otto, sob os aspectos e as necessidades do projeto descrito anteriormente.

Para o estudo da aplicação do gás de síntese para geração de vapor com subsequente, geração de energia elétrica, foram realizados os cálculos termodinâmicos de diferentes sistemas térmicos, que incluem os ciclos Rankine, Brayton e Otto.

Assim os seguintes ciclos foram considerados no presente trabalho: ciclo Rankine simples, com turbina de único estágio, sem pré-aquecimento de água de alimentação; ciclo Rankine com Regeneração, envolvendo uma turbina de extração de vapor para pré-aquecimento da água de alimentação (desaerador) da caldeira; Ciclo Brayton Simples, com turbina a gás de único estágio; Ciclo Brayton Regenerativo, com recuperação energética dos gases de exaustão por meio de um regenerador; Ciclo Combinado Gás-Vapor e Ciclo Otto.

A modelagem dos ciclos de potência envolvendo o ciclo a vapor foram feitas com base em informações de uma caldeira e turbina a vapor real de catálogo do fabricante, adequadas para operação com o gás de síntese e para a geração de potência compatível com a UTGE em questão. A seguir, são descritos alguns dados relativos à caldeira (Tab. 3.3) e turbina a vapor com extração (Tab. 3.4) selecionados para o processo.

Tabela 3.3 – Dados técnicos da Caldeira Fumotubular

Descrição	Parâmetro	Valor	Unidade
Classificação	Flamotubular		
Modelo	JPO		
Eficiência Térmica		95	%
Pressão de Entrada	Água de Alimentação	42	bar
Temperatura de Entrada	Água de Alimentação	105	°C
Produção de Vapor	Água de Alimentação (20 °C)	5000	kg/h
Produção de Vapor	Água de Alimentação (80 °C)	5430	kg/h
Combustível	Gás de Síntese		
PCI do Combustível	Gás de Síntese	1160	kcal/Nm ³
Consumo de Combustível	Água de Alimentação (20 °C)	3439,2	Nm ³ /h
Temperatura de Saída	Vapor d'água	420	°C

FONTE: Steam Master Caldeiras

Tabela 3.4 - Dados técnicos da Turbina de Extração

Descrição	Parâmetro	Valor	Unidade
Potência máx. em pico no gerador		1500	kW
Potência utilizável no gerador		1250	kW
Condições do vapor de Admissão	Vazão	5750	kg/h
	Pressão	42	bar
	Temperatura	420	°C
Condições do vapor de Extração	Vazão	600	kg/h
	Pressão	2,5	bar
Condições do vapor de Exaustão	Pressão	0,1	bar
	Temperatura	46	°C
Rendimento mecânico da Turbina		99	%

FONTE: Texas Industrial Ltda

3.5.1. Ciclo Rankine Simples

Foi feita a análise termodinâmica de cada ponto do sistema térmico proposto (Fig. 3.5) com a finalidade de determinar as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em cada etapa do processo. As informações de entalpia, entropia e título da água/vapor foram obtidas

por meio das formulações da *International Association for the Properties of Water and Steam* (IAPWS disponibilizada por WAGNER e PRUSS, 2002).

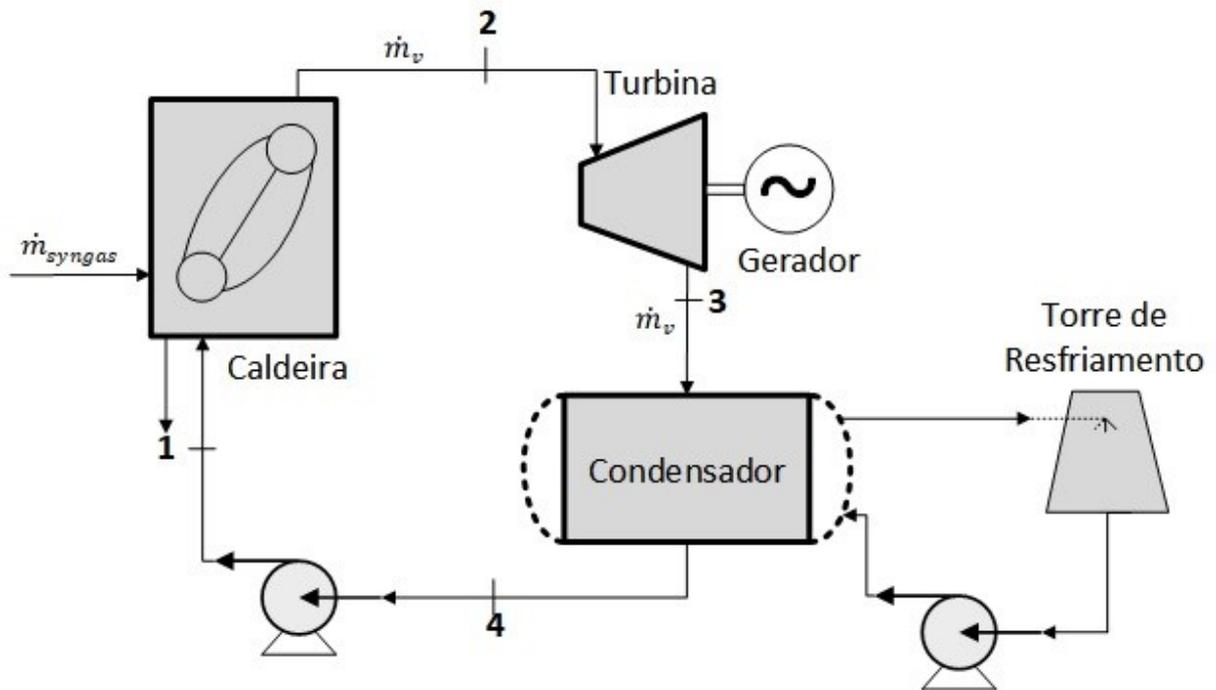


Figura 3.5 – Ciclo Rankine Simples

A vazão de vapor utilizada para os cálculos de aferição de dimensionamento da turbina foi a vazão máxima de vapor na admissão (\dot{m}_v) prevista na Tab. 3.4, ou seja, 5750 kg h^{-1} , além da eficiência térmica do gerador de vapor (η_{gv}) de 95 %. Assim, dadas as temperaturas e pressões na entrada e saída, com a ressalva de que a temperatura de entrada na caldeira (T_1) foi definida como equivalente à temperatura calculada na saída do condensador (ponto 4), procede-se com a 1ª Lei da Termodinâmica aplicada no gerador de vapor, logo, tem-se que:

$$\dot{Q}_{gv} + \dot{m}_v h_1 = \dot{m}_v h_2 \quad (3.18)$$

$$\eta_{gv} = \frac{\dot{Q}_{gv}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{syngas} PCI_{syngas} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_{syngas} \rho_{syngas} \quad (3.21)$$

onde \dot{Q}_{gv} representa o calor gerado na caldeira (kJ s^{-1}), $h_{[i]}$ a entalpia (kJ kg^{-1}), \dot{Q}_{comb} o calor de combustão do gás de síntese (kJ kg^{-1}), \dot{m}_{syngas} a vazão mássica de gás de síntese (kg s^{-1}),

PCI_{syngas} o poder calorífico inferior do gás de síntese (kJ kg^{-1}), \dot{V}_{syngas} a vazão volumétrica do gás de síntese ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$) e ρ_{syngas} a densidade do gás de síntese (kg m^{-3}).

A informações de pressão e temperatura do ponto 2 foram obtidas dos dados de catálogo da caldeira previamente selecionada, igual a 42 bar e 420 °C. O ponto (1) de entrada na caldeira ou saída da bomba encontra-se à mesma pressão (42 bar), assumindo que não haja perdas de pressão nas instalações. A obtenção da segunda propriedade termodinâmica independente se dá pelo cálculo de eficiência isentrópica:

$$si_1 = s_4 \quad (3.22)$$

A entalpia “ideal” (hi_1) foi obtida a partir da entropia “ideal” (si_1) e da pressão nesse ponto (P_1). Assim, da eficiência isentrópica da bomba, de 85 %, obtém-se a entalpia (h_1) e as outras propriedades de interesse:

$$\eta_b = \frac{h_4 - hi_1}{h_4 - h_1} \quad (3.23)$$

A eficiência isentrópica da turbina (η_t) de 87 %, foi determinada com base nos parâmetros disponíveis na Tab. 3.4 e corrobora com informações disponíveis na literatura (ÇENGEL e BOLES, 2007). Obteve-se assim as propriedades termodinâmicas na saída da turbina (ponto 3) por meio da eficiência isentrópica, ou seja, fazendo:

$$si_3 = s_2 \quad (3.24)$$

De forma análoga ao cálculo de eficiência isentrópica da bomba, tem-se:

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - hi_3} \quad (3.25)$$

A temperatura da água na saída do condensador, igual à temperatura de saturação da água na pressão de exaustão da turbina, foi obtida por meio de tabelas de propriedades termodinâmicas.

A potência de eixo gerado na turbina (\dot{W}_t) pode ser obtido com a aplicação da primeira lei da termodinâmica aplicada na turbina:

$$\dot{m}_v h_2 = \dot{m}_{v_{exa}} h_3 + \dot{W}_t \quad (3.26)$$

onde \dot{W}_t representa a potência gerada na turbina (kW).

Aplicou-se a primeira lei da termodinâmica no condensador para o cálculo do calor de condensação (\dot{Q}_{cd}) trocado no equipamento:

$$\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_v h_3 = \dot{m}_v h_4 \quad (3.27)$$

onde \dot{Q}_{cd} representa o calor retirado no condensador (kW).

Dessa forma, pode-se calcular a eficiência térmica (η_{term}) do ciclo:

$$\eta_{term} = \frac{\dot{Q}_{gv} - \dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{gv}} \quad (3.28)$$

A eficiência do gerador elétrico (η_{ge}) foi calculada por meio das informações dadas pela Tab. 3.4, conforme:

$$\eta_{ge} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\text{Potência máx. em pico no gerador}} \quad (3.29)$$

A eficiência termoelétrica do ciclo é dada por:

$$\eta_{termoelétrica} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\dot{Q}_{gv}} \quad (3.30)$$

3.5.2. Ciclo Rankine Regenerativo

Da mesma forma que no Rankine Simples, foi conduzida a análise termodinâmica em cada ponto do sistema (Fig. 3.6) e as propriedades termodinâmicas obtidas via tabelas termodinâmicas.

A vazão de vapor utilizada para os cálculos de aferição de dimensionamento da turbina também foi a vazão máxima de vapor na admissão (\dot{m}_v) foi de 5750 kg h⁻¹, com eficiência térmica do gerador de vapor (η_{gv}) de 95 %. A temperatura de entrada da água na caldeira (T_1) foi obtida como sendo igual à temperatura calculada de saída do desaerador (T_7). Assim, dadas as temperaturas e pressões na entrada e saída, procede-se com a 1ª Lei da Termodinâmica aplicada no gerador de vapor, tem-se:

$$\dot{Q}_{gv} + \dot{m}_v h_1 = \dot{m}_v h_2 \quad (3.31)$$

$$\eta_{gv} = \frac{\dot{Q}_{gv}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.32)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{syngas} PCI_{syngas} \quad (3.33)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_{syngas} \rho_{syngas} \quad (3.34)$$

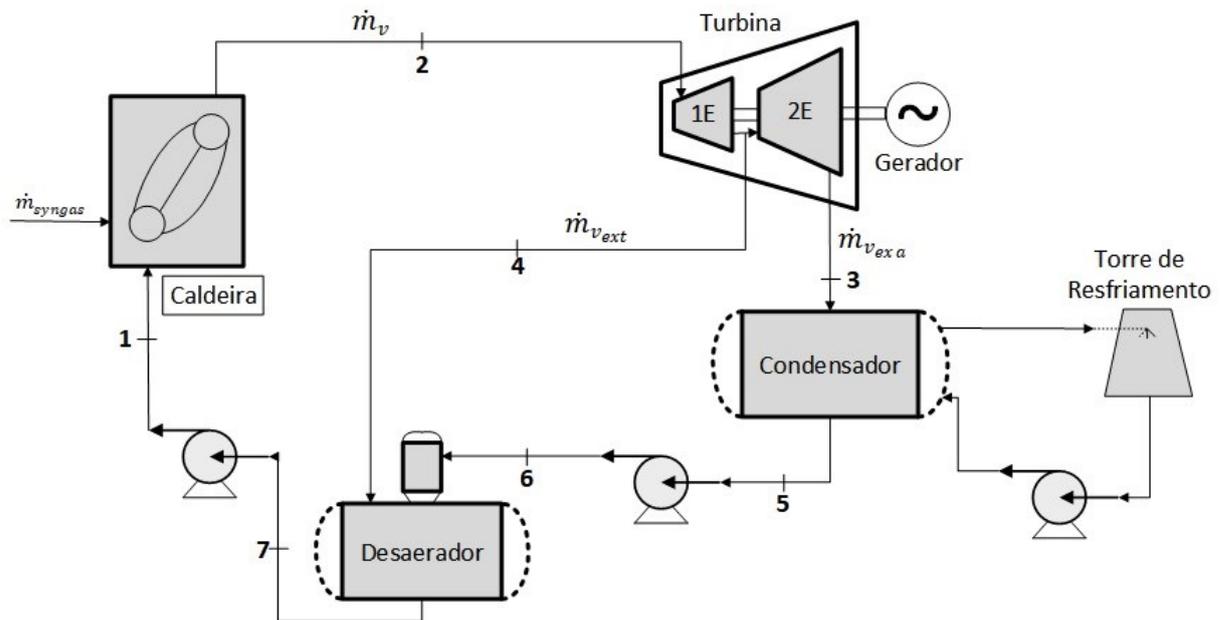


Figura 3.6 – Ciclo Rankine Regenerativo

A vazão mássica de vapor de extração ($\dot{m}_{v_{ext}}$) de 600 kg h^{-1} , conforme dimensionamento do fabricante (Tab. 3.4). A obtenção da vazão mássica de vapor na exaustão ($\dot{m}_{v_{exa}}$) foi obtida pelo balanço de massa aplicado na turbina:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v_{ext}} + \dot{m}_{v_{exa}} \quad (3.35)$$

onde $\dot{m}_{v_{ext}}$ é a vazão mássica de vapor extraído na turbina (kg s^{-1}) e $\dot{m}_{v_{exa}}$ a vazão mássica de vapor na exaustão da turbina (kg s^{-1}).

A obtenção da segunda propriedade termodinâmica independente se dá pelo cálculo de eficiência isentrópica:

$$s_{i_1} = s_7 \quad (3.36)$$

A entalpia “ideal” (hi_1) foi obtida a partir da entropia “ideal” (si_1) e da pressão nesse ponto (P_1). Assim, da eficiência isentrópica da bomba, de 85 %, obtém-se a entalpia (h_1) e as outras propriedades de interesse:

$$\eta_b = \frac{h_7 - hi_1}{h_7 - h_1} \quad (3.37)$$

Para análise da extração da turbina (ponto 4), com a eficiência térmica da turbina (η_t) de 87 %, determinada arbitrariamente com base em dados da literatura, obtém-se as propriedades desse ponto por meio da eficiência isentrópica de turbinas, fazendo:

$$si_4 = s_2 \quad (3.38)$$

A entalpia “ideal” (hi_4) foi obtida a partir da entropia “ideal” (si_4) e da pressão nesse ponto (P_4). Assim, da eficiência isentrópica, obtém-se a entalpia (h_2) e as outras propriedades de interesse:

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - hi_4} \quad (3.39)$$

O ponto de exaustão da turbina foi analisado da mesma forma, fazendo:

$$si_3 = s_4 \quad (3.40)$$

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_3}{h_4 - hi_3} \quad (3.41)$$

O cálculo do ponto (6) de saída da bomba e entrada no desaerador foi calculado por meio da eficiência isoentrópica da bomba (η_b), de 85 %, de forma semelhante a anterior.

A potência de eixo gerado na turbina (\dot{W}_t) pode ser obtido com a aplicação da primeira lei da termodinâmica aplicada na turbina:

$$\dot{m}_v h_2 = \dot{m}_{v_{ext}} h_4 + \dot{m}_{v_{exa}} h_3 + \dot{W}_t \quad (3.42)$$

Para o ponto de saída do condensador, ou entrada da primeira bomba do sistema, sabe-se que o título (x_5) é igual a zero e a pressão igual à pressão de exaustão. Assim, obteve-se as outras propriedades termodinâmicas no ponto 5.

Aplicou-se a primeira lei da termodinâmica no condensador para o cálculo do calor de condensação (\dot{Q}_{cd}) trocado no equipamento:

$$\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{v_{exa}} h_3 = \dot{m}_{v_{exa}} h_5 \quad (3.43)$$

A temperatura na entrada do desaerador (T_6) foi adotada como sendo igual à temperatura a temperatura de entrada na primeira bomba (T_5) e a pressão (P_6) igual à pressão da extração (P_4).

Aplicou-se a primeira lei da termodinâmica no desaerador para o cálculo da entalpia (h_7), e subsequente temperatura (T_7), de saída desse trocador de calor, assim:

$$\dot{m}_v h_4 + \dot{m}_{v_{exa}} h_6 = \dot{m}_v h_7 \quad (3.44)$$

Para fins de cálculos no desaerador, desprezou-se as perdas térmicas.

Dessa forma, pode-se calcular a eficiência térmica (η_{term}) do ciclo:

$$\eta_{term} = \frac{\dot{Q}_{gv} - \dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{gv}} \quad (3.45)$$

Da mesma forma que no Ciclo Rankine Simples, a eficiência do gerador elétrico (η_{ge}) foi calculada por meio das informações dadas pela Tab. 3.4, conforme:

$$\eta_{ge} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\text{Potência máx. em pico no gerador}} \quad (3.46)$$

E a eficiência termoelétrica do ciclo é dada por:

$$\eta_{termoelétrica} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\dot{Q}_{gv}} \quad (3.47)$$

3.5.3. Ciclo Brayton Simples

O ciclo Brayton teórico foi representado na Fig. 3.7. Os parâmetros termodinâmicos pertinentes a esse ciclo de potência foram definidos de acordo com dados da literatura

(ÇENGEL e BOLES, 2007). Para fins de comparação, a potência elétrica gerada (\dot{W}_{ge}) foi considerada equivalente àquela obtida nos ciclos Rankine.

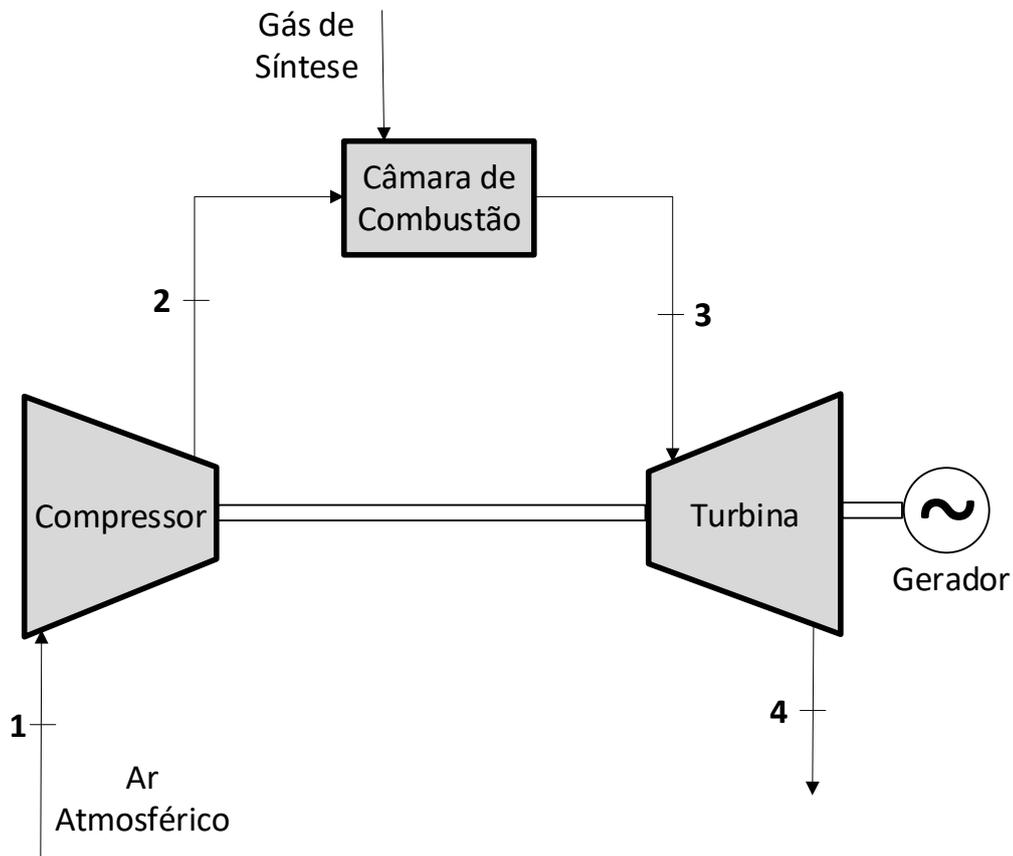


Figura 3.7 – Ciclo Brayton Simples

De acordo com a literatura, a razão de pressão (r_p) do ciclo Brayton comumente varia entre 11 e 16 (ÇENGEL e BOLES, 2007), as eficiências isentrópicas de compressor (η_c) e de turbina a gás (η_{tg}) de 70 a 90 % (MORAN et al., 2013). Deve-se também admitir uma certa eficiência para a combustão no combustor ($\eta_{combustor}$). Para a análise em questão, além da temperatura ambiente (T_{amb}) e pressão atmosférica (P_{atm}), inseridas como sendo iguais a 30 °C e 100 kPa, foram adotados os seguintes parâmetros:

$$r_p = 11 \quad (3.48)$$

$$\eta_c = 0,80 \quad (3.49)$$

$$\eta_{tg} = 0,87 \quad (3.50)$$

$$\eta_{combustor} = 0,90 \quad (3.51)$$

Com os parâmetros de entrada definidos, as propriedades termodinâmicas entalpia, entropia e volume específico do ponto (1) de entrada no compressor podem ser obtidas por meio de tabelas termodinâmicas. As propriedades do ponto (2) podem ser definidas a partir da razão de pressão, de onde se obtém a pressão (P_2), e da eficiência isentrópica do compressor, de onde se obtém a entalpia (h_2), fazendo:

$$s_{i_2} = s_1 \quad (3.52)$$

$$\eta_c = \frac{h_{i_2} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.53)$$

No ponto (3) aplica-se a 1ª Lei da Termodinâmica em sistemas reativos, adotando-se uma eficiência para o processo de combustão ($\eta_{combustor}$). Assim, por meio dos cálculos estequiométricos da combustão do gás de síntese, demonstrado em seção anterior, obtém-se uma estimativa para a temperatura no ponto 3. Conhecidos T_3 e fazendo $P_3 = P_2$ tem-se o estado termodinâmico neste ponto.

A pressão de saída (P_4) foi adotada como sendo igual à pressão atmosférica (P_{atm}) e as propriedades calculadas por meio da eficiência isentrópica da turbina, ou seja:

$$s_{i_4} = s_3 \quad (3.54)$$

$$\eta_{tg} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{i_4}} \quad (3.55)$$

O calor de combustão (Q_{comb}) foi calculado aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica no combustor, assim:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{syngas} \cdot \eta_{combustor} \quad (3.56)$$

A massa de ar (m_{ar}) de admissão para o ciclo é igual a massa calculada no ponto de entrada no compressor (m_1). E a massa do combustível gás de síntese (\dot{m}_{syngas}) por meio da equação de conservação da massa no combustor:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{syngas} = \dot{m}_3 \quad (3.57)$$

Assim, a razão ar/combustível (AC) e a vazão volumétrica de gás combustível necessária para o processo foram obtidas por:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{syngas}} \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_{syngas} \cdot \rho_{syngas} \quad (3.59)$$

O trabalho consumido no compressor (\dot{W}_c) e gerado na turbina (\dot{W}_t) foram obtidos por meio da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada nesses equipamentos, fazendo:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_t \quad (3.60)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.61)$$

A razão entre a potência utilizada no compressor e a potência gerada na turbina, ou *backwork ratio*, pode representar de 40 a 80 % (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1998). Esse parâmetro também foi comparado nas análises e calculado por:

$$BWR = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} \quad (3.62)$$

As eficiências térmica, do gerador elétrico e termoelétrica do ciclo foram calculadas da mesma forma que a dos ciclos anteriores, da seguinte forma:

$$\eta_{term} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.63)$$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (3.64)$$

$$\eta_{ge} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\text{Potência máx. em pico no gerador}} \quad (3.65)$$

$$\eta_{termoelétrica} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.66)$$

Como o parâmetro r_p foi adotado arbitrariamente conforme a literatura, avaliou-se a influência desse parâmetro sobre a eficiência térmica (η_{term}). Assim, comparou-se o resultado dessas curvas com as simulações de Nascimento (2019), conforme a Fig. 3.8. Nesse trabalho, foi considerado a constante t , calculada por:

$$t = \frac{T_3}{T_1} \quad (3.67)$$

além dos valores de eficiência também mostrados nessa figura.

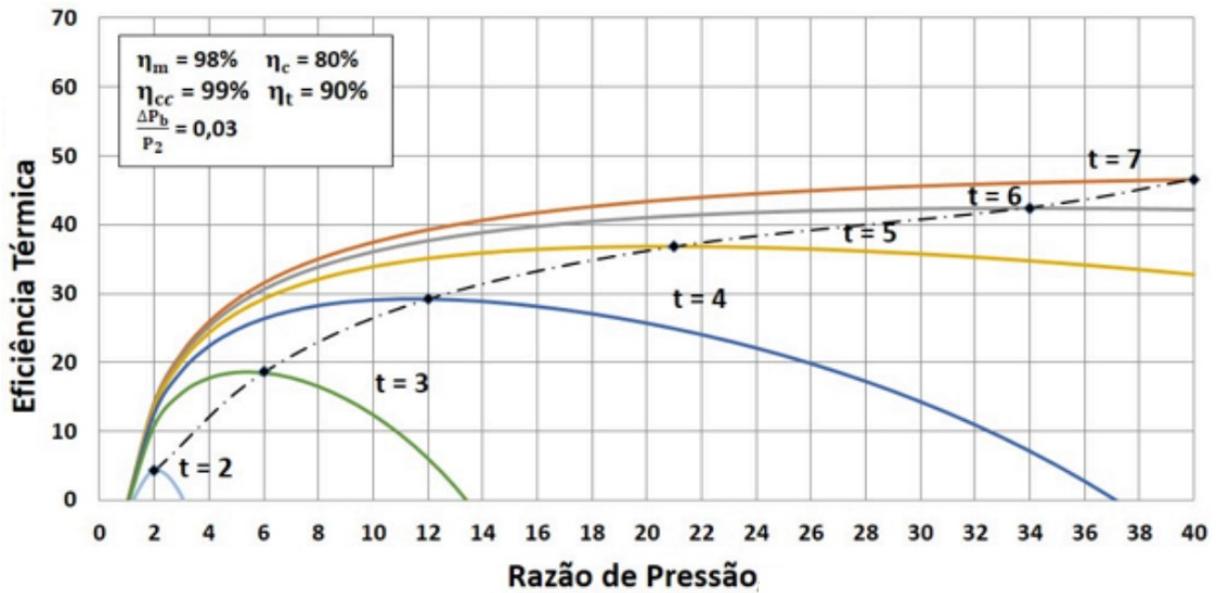


Figura 3.8 – Eficiência térmica em função da razão de pressão obtido por simulações do ciclo Brayton Simples (NASCIMENTO, 2019)

Também na aplicação do gás de síntese no ciclo Brayton Simples, foi verificada a possibilidade de se utilizar a energia dos gases de exaustão da turbina no processo de secagem do CDR na LPRS, mencionada na Seção 3.1. Na LPRS, há a necessidade de produzir o CDR com umidade de 15 %, o que demanda, segundo informações da Carbogás Energia Ltda., 120,8 kW ($103877 \text{ kcal h}^{-1}$) de energia térmica ao processo de secagem, que ocorre com insuflamento de gases quentes à 400 °C e saída à 80 °C. Baseado nessas informações, estimou-se a alternativa de se executar o ciclo com aproveitamento desses gases, conforme a Fig. 3.9:

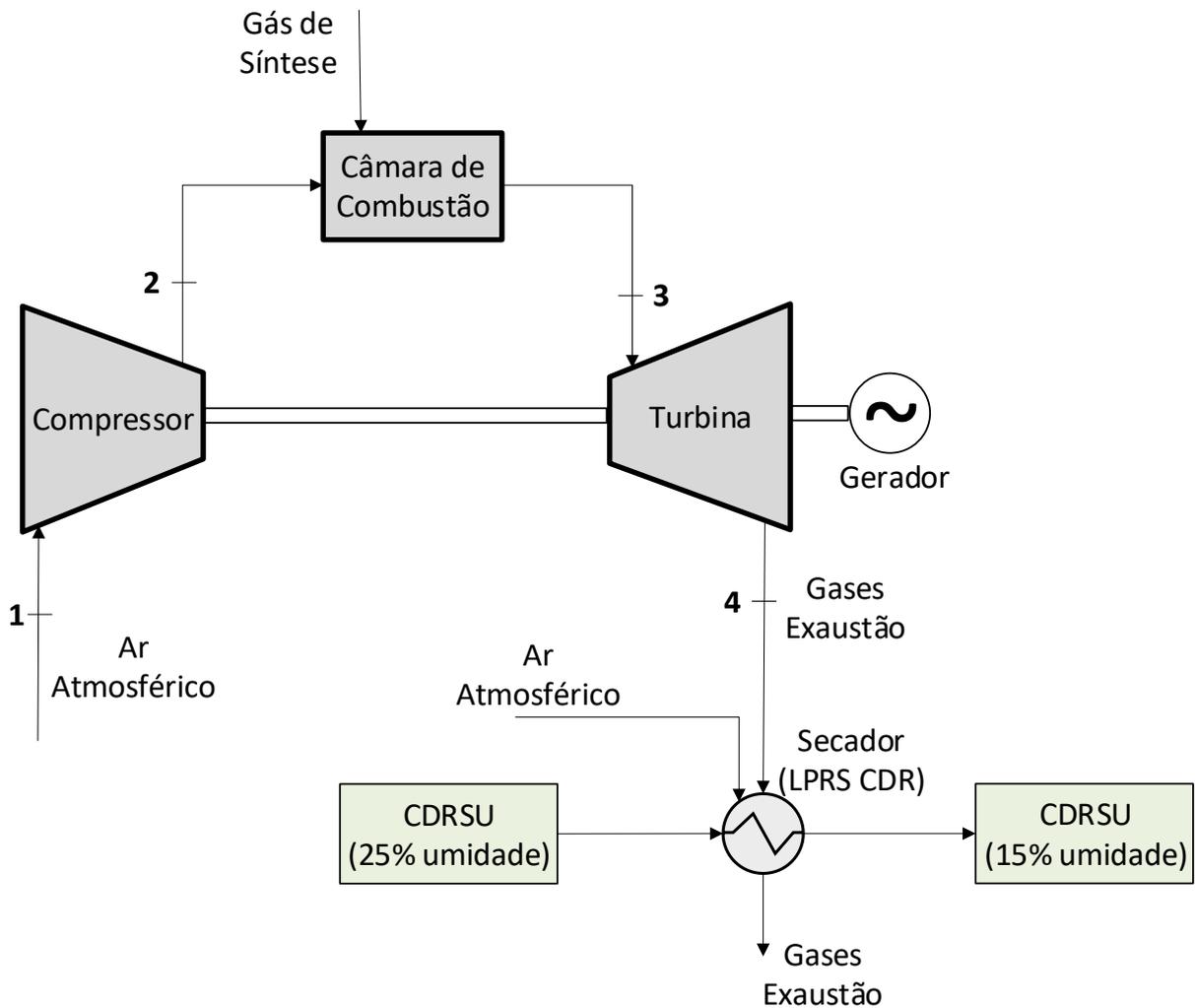


Figura 3.9 – Ciclo Brayton Simples com reaproveitamento do calor dos gases de exaustão para secagem de CDR

3.5.4. Ciclo Brayton Regenerativo

A implementação de um equipamento trocador de calor no ciclo a gás visa o aumento de eficiência termoelétrica do ciclo por meio do aproveitamento da energia dos gases de escape da turbina por meio de um trocador de calor, denominado regenerador, utilizado para pré-aquecimento do ar na entrada do combustor, conforme a Fig. 3.10.

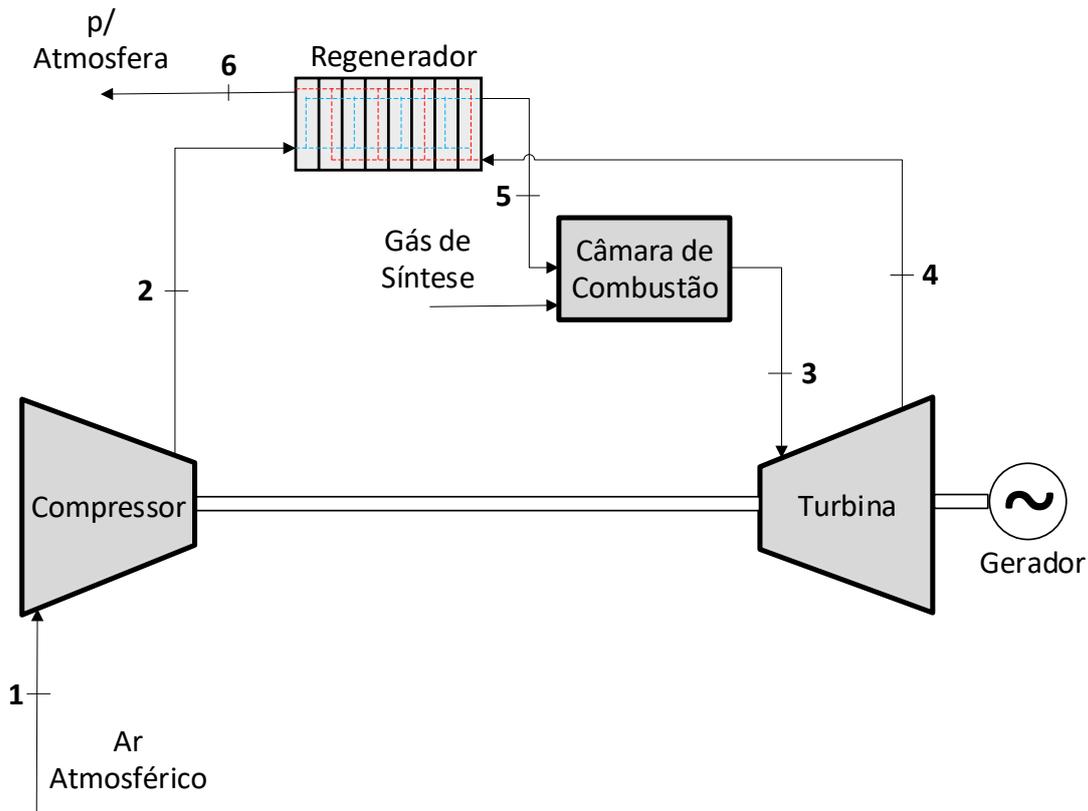


Figura 3.10 – Ciclo Brayton Regenerativo

Da mesma forma que no Ciclo Brayton original, a potência útil no gerador elétrico foi inserida como dado de entrada, equivalente à potência gerada no ciclo Rankine Regenerativo para critérios de comparação. As eficiências isentrópicas de compressor e turbina a gás, bem como eficiência de combustor dadas igualmente aquelas do Ciclo Brayton original. A efetividade (ϵ) do regenerador indica o quanto um regenerador se aproxima de um regenerador ideal. Nos cálculos adotou-se ϵ equivalente a 80 % conforme Çengel e Boles (2007).

O cálculo das propriedades termodinâmicas nos pontos de interesse do ciclo foi realizado de forma análoga ao Ciclo Brayton original, com a inclusão dos pontos (5) na saída do regenerador e na saída do regenerador para a atmosfera (6). No ponto 5, a pressão é igual a pressão (2) na saída do compressor e a entalpia obtida quando da aplicação da efetividade, assim:

$$P_5 = P_2 \quad (3.68)$$

$$\epsilon = \frac{(h_5 - h_2)}{h_4 - h_2} \quad (3.69)$$

No ponto 6, a pressão é igual à pressão atmosférica, e a entalpia obtida pelo balanço de energia no regenerador, fazendo:

$$\dot{m}_2(h_5 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_6) \quad (3.70)$$

Equações de conservação de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.71)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 + \dot{m}_{syngas} \quad (3.72)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 \quad (3.73)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 \quad (3.74)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.75)$$

Primeira Lei da Termodinâmica aplicada no combustor:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{syngas} \cdot PCI_{syngas} \cdot \eta_{combustor} \quad (3.76)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_g \cdot \rho_{syngas} \quad (3.77)$$

As outras variáveis calculadas de forma análoga ao ciclo anterior. Temos:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_1 \quad (3.78)$$

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (3.79)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_{syngas} \cdot \rho_{syngas} \quad (3.80)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_t \quad (3.81)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.82)$$

$$BWR = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} \quad (3.83)$$

$$\eta_{term} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.84)$$

$$\eta_{ge} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\text{Potência máx. em pico no gerador}} \quad (3.85)$$

$$\eta_{termoelétrica} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.86)$$

Da mesma forma que no Ciclo Brayton Simples, a eficiência térmica do ciclo (η_{term}) foi avaliada em função razão de pressão (r_p) para análise do comportamento do modelo em diferentes condições de pressão. Nessa etapa, os resultados mostrados no Capítulo 4 foram comparados com os resultados de simulação de Nascimento (2019), conforme a Fig. 3.11.

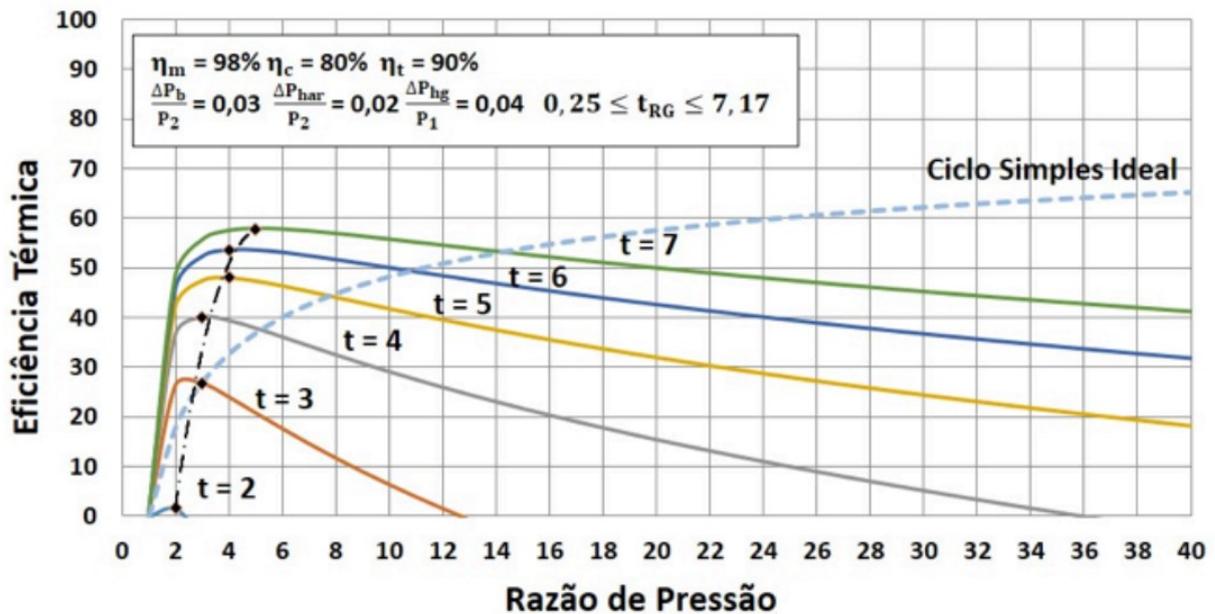


Figura 3.11 – Eficiência térmica em função da razão de pressão obtido por simulações do Ciclo Brayton Regenerativo (NASCIMENTO, 2019)

3.5.5. Ciclo Combinado Gás-Vapor

Propõe-se no ciclo combinado gás-vapor o reaproveitamento energético dos gases de exaustão da turbina para a geração de vapor (aplicação no ciclo Rankine). A (Fig. 3.12) representa o ciclo em questão, bem como a numeração dos pontos de interesse. Nessa configuração, os dados de entrada para o cálculo das propriedades termodinâmicas são: efetividade do trocador de calor (ϵ), – também chamado de caldeira de recuperação de calor para essa finalidade – razão de pressão do ciclo a gás (r_p), eficiências isentrópicas do compressor (η_c), turbina a gás (η_{tg}) e turbina a vapor (η_{tv}), eficiência de combustão ($\eta_{combustor}$). Portanto:

$$\epsilon = 0,80 \quad (3.87)$$

$$r_p = 11 \quad (3.88)$$

$$\eta_c = 0,80 \quad (3.89)$$

$$\eta_{tg} = 0,87 \quad (3.90)$$

$$\eta_{tv} = 0,87 \quad (3.91)$$

$$\eta_{combustor} = 0,90 \quad (3.92)$$

Para a posterior comparação dos ciclos de potência, a potência elétrica do gerador (1) relativo ao ciclo a gás (\dot{W}_{ge1}) foi inserida como dado de entrada no algoritmo computacional, e, então, calculada a potência elétrica do gerador (2) relativo a energia aproveitada no ciclo a vapor (\dot{W}_{ge2}). A potência elétrica total gerada será a soma das potências dos dois geradores elétricos (1 e 2). Portanto, tem-se:

$$\dot{W}_{ge} = \dot{W}_{ge1} + \dot{W}_{ge2} \quad (3.93)$$

No ciclo combinado proposta na Fig. 3.10, os cálculos termodinâmicos se dão a partir do ponto (5), de onde se calculam as propriedades termodinâmicas com a temperatura e pressão de entrada, T_{amb} e P_{amb} .

A pressão de saída do compressor ou entrada no combustor (6) foi obtida por meio da razão de pressão, por:

$$r_p = \frac{P_6}{P_5} \quad (3.94)$$

As outras propriedades termodinâmicas foram obtidas realizando-se o cálculo da eficiência isentrópica quando do processo de compressão, de onde obtém-se a entalpia (h_6), assim:

$$s i_6 = s_5 \quad (3.95)$$

$$\eta_c = \frac{h i_6 - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.96)$$

O ponto (7) de saída do combustor ou entrada na turbina a gás foi determinado com a temperatura (T_7) como sendo igual a temperatura de chama (T_{chama}), igual a 1304 °C, a mesma daquela calculada na modelagem termoquímica demonstrada anteriormente, e a pressão (P_7) determinada pela razão de pressões (r_p).

Na saída da turbina ou entrada da caldeira de recuperação de calor a pressão (P_8) é igual a pressão atmosférica (P_{atm}) e as propriedades determinadas a partir da eficiência isentrópica de expansão, assim:

$$s_{i_8} = s_7 \quad (3.97)$$

$$\eta_{tg} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{i_8}} \quad (3.98)$$

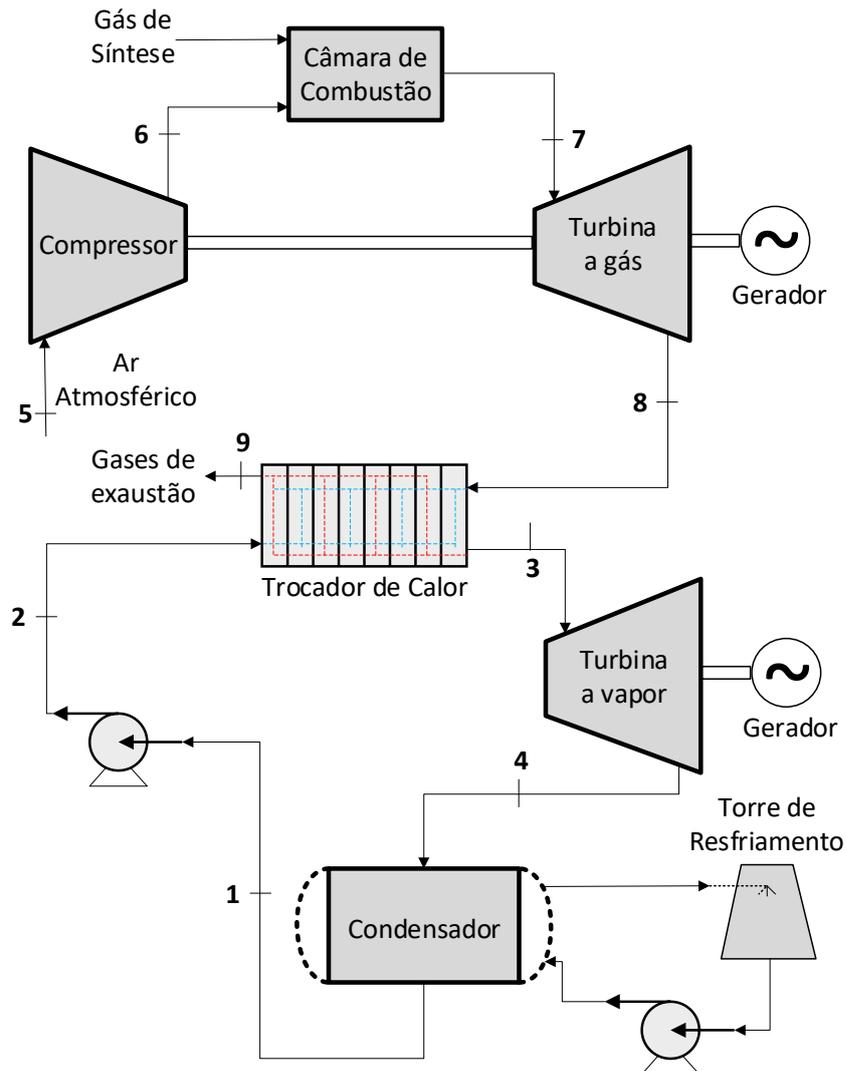


Figura 3.12 – Ciclo Combinado Gás-Vapor

Para a obtenção das propriedades dos pontos do ciclo a vapor, a primeira lei da termodinâmica foi aplicada na caldeira de recuperação de calor, de onde obtém-se a entalpia nos pontos 9, 8 e 3, fazendo:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_9 h_9 \quad (3.99)$$

$$\epsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_8 - h_2} \quad (3.100)$$

$$\epsilon = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_2} \quad (3.101)$$

As variáveis de entrada para o ciclo Rankine são:

$$P_2 = 42 \text{ bar} \quad (3.102)$$

$$P_4 = 0,1 \text{ bar} \quad (3.103)$$

A temperatura do ponto de saída da turbina a vapor e entrada no condensador (T_4) é igual a temperatura de saturação do vapor na pressão de saída da turbina (P_4). Assumindo-se também as seguintes relações:

$$T_1 = T_4 \quad (3.104)$$

$$P_1 = P_4 \quad (3.105)$$

$$P_9 = P_8 \quad (3.106)$$

Assim, obtém-se todas as propriedades termodinâmica nesses pontos. As propriedades dos pontos restantes foram obtidas, de forma análoga à metodologia utilizada nos ciclos anteriores, por meio expansão isentrópica na turbina:

$$\eta_{tv} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{i4}} \quad (3.107)$$

O calor de combustão (\dot{Q}_{comb}) foi calculado aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica no combustor, assim:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{syngas} \cdot PCI_{syngas} \cdot \eta_{combustor} \quad (3.108)$$

A massa de ar (m_{ar}) de admissão para o ciclo é igual a massa calculada no ponto de entrada no compressor (m_1). E a massa de combustível (m_{comb}) por meio da equação de conservação da massa no combustor:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{syngas} = \dot{m}_7 \quad (3.109)$$

Assim, a razão ar/combustível (AC) e a vazão volumétrica de gás combustível necessária para o processo foram obtidas por:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{syngas}} \quad (3.110)$$

$$\dot{m}_{syngas} = \dot{V}_{syngas} \cdot \rho_{syngas} \quad (3.111)$$

O trabalho consumido no compressor (\dot{W}_c), gerado na turbina a gás (\dot{W}_{tg}) e na turbina a vapor (\dot{W}_{tv}) foram obtidos por meio da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada nesses equipamentos, fazendo:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{W}_c = \dot{m}_6 h_6 \quad (3.112)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{W}_{tg} \quad (3.113)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{tv} \quad (3.114)$$

A potência consumida na bomba (\dot{W}_b) de água de alimentação para a caldeira de recuperação de calor foi adotado, conforme disposto em literatura, como sendo 1 % do trabalho gerado na turbina a vapor (\dot{W}_{tv}).

A razão entre a potência utilizada no compressor e a potência gerada na turbina a gás, ou *backwork ratio*, pode representar de 40 a 80 % (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1998). Esse parâmetro também foi comparado nas análises e calculado por:

$$BWR = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{tg}} \quad (3.115)$$

As eficiências térmica, do gerador elétrico e termoelétrica do ciclo foram calculadas da mesma forma que a dos ciclos anteriores, da seguinte forma:

$$\eta_{term} = \frac{(\dot{W}_{tg} - \dot{W}_c) - (\dot{W}_{tv} - \dot{W}_b)}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.116)$$

$$\eta_{ge} = \frac{\text{Potência utilizável no gerador}}{\text{Potência máx. em pico no gerador}} \quad (3.117)$$

$$\eta_{termoelétrica} = \frac{\dot{W}_{ge}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.118)$$

3.5.6. Ciclo Otto

A modelagem do Ciclo Otto também partiu da seleção de um motor para gás de síntese e compatível com a UTGE em questão, i.e., produção de aproximadamente 1 MWh de energia

elétrica. Para esta análise, utilizou-se das informações do motor-gerador modelo *Jenbacher Type-4 J420* da fabricante *General Electric*, distribuído pela *Clarke Energy*.

O motor *Jenbacher Type-4 J420* é tipicamente aplicado nos aterros sanitários para aproveitamento energético do gás de aterro, rico em metano, com poder calorífico entre 4 MJ Nm³ a 25 MJ Nm³ (GEWALD et al., 2012; PEDRAZZI et al., 2019; FRAIA et al., 2018).

Seu gerador tem capacidade para geração de 1416 kWe e suas informações de catálogo mostradas na Tab. 3.5, a seguir:

Tabela 3.5 – Informações técnicas do motor-gerador utilizado

Configuração	V 70°
Diâmetro (mm)	145
Curso (mm)	185
Volume de Admissão (L)	3,06
Rotação (rpm)	1200 / 1800 (60 Hz)
	1500 (50 Hz)
Velocidade média do pistão (m/s)	7,4 (1200 rpm)
	9,3 (1500 rpm)
Combustíveis Aplicáveis	Gás natural, biogás, gás de aterro, gás de pirólise e outros similares
Nº de Cilindros	20
Tempos	4
Volume total Admissão (L)	61,1
Potência elétrica gerada (kWe)	1416
Eficiência (%)	42,3

A razão de compressão (r) do motor não foi informada nas informações de catálogo do fabricante, sendo, portanto, adotado o valor igual a 14. Segundo Çengel e Boles (2007), esse parâmetro tipicamente varia entre 12 e 24 em motores diesel. Assim, a eficiência térmica do ciclo foi analisada em função desse parâmetro para obtenção de uma curva que possa ser utilizada para qualquer razão de compressão adotada. Da mesma forma, quando da modelagem do Ciclo Otto Politrópico, adotou-se um coeficiente politrópico (n) igual a 1,35.

Dessa forma, além dos dados do fabricante, utilizou-se de informações da literatura para definir os parâmetros de entrada (Tab. 3.6) da análise termodinâmica:

Tabela 3.6 – Parâmetros de entrada adotados para simulação do ciclo

Parâmetro	Valor	Unidade	Descrição	Fonte
\dot{W}_{ge}	1416	kWe	Potência elétrica gerada	Fabricante
η_{ge}	90	%	Eficiência do gerador elétrico	Arbitrariamente
η_{motor}	42,3	%	Eficiência termoelétrica do motor	Fabricante
N_c	20	--	Número de cilindros	Fabricante
RPM	1800	rpm	Rotação	Fabricante
d	145	mm	Diâmetro do cilindro	Fabricante
s	185	mm	Curso do pistão	Fabricante
r	14	--	Razão de Compressão	Arbitrariamente
V_t	61,1	L	Volume de admissão total do motor	Fabricante
η_{mec}	0,90	--	Eficiência mecânica	Literatura
n	1,35	--	Coefficiente Politrópico	Literatura

Foi adotada a eficiência mecânica (η_{mec}) igual a 90 % no presente trabalho. Segundo Pulkrabek (2002), a eficiência mecânica em motores automobilísticos modernos é da ordem de 75 % a 95 %.

Além disso, a razão ar/combustível (AC) foi definida previamente com os cálculos estequiométricos de combustão do *syngas*. Procedeu-se, então, com o balanço mássico do cilindro, por meio do cálculo da vazão mássica de mistura ar-combustível (\dot{m}_{mist}) de cada cilindro do motor:

$$\dot{m}_{mist} = \left(\frac{N_c}{4}\right) m_{mist} \cdot RPS \quad (3.119)$$

$$RPS = \frac{RPM}{60} \quad (3.120)$$

onde m_{mist} é a massa de mistura ar-combustível admitida individualmente em cada cilindro, que será calculada no ponto de admissão (1) adiante. Assim:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{syngas}} \quad (3.121)$$

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{syngas} = \dot{m}_{mist} \quad (3.122)$$

As Figs. 3.13 e 3.14 apresenta um esquema do ciclo Otto 4 tempos, com ignição por centelha, operando com mistura ar-combustível, bem como o ciclo Otto ideal isentrópico com

os pontos para avaliação termodinâmica. O Ciclo Otto Isentrópico foi inicialmente modelado para critérios de comparação com os dados de literatura e, finalmente, a modelagem final desse ciclo foi feita utilizando-se do coeficiente politrópico adotado, resultando o algoritmo do Ciclo Otto Politrópico.

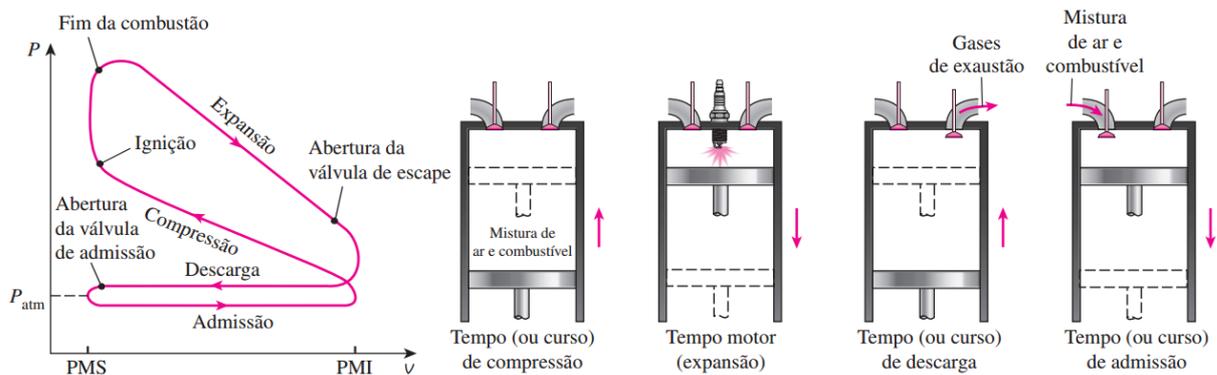


Figura 3.13 - Ciclo Otto 4 tempos com ignição por centelhamento operando com misturar ar-combustível (ÇENGEL e BOLES, 2007)

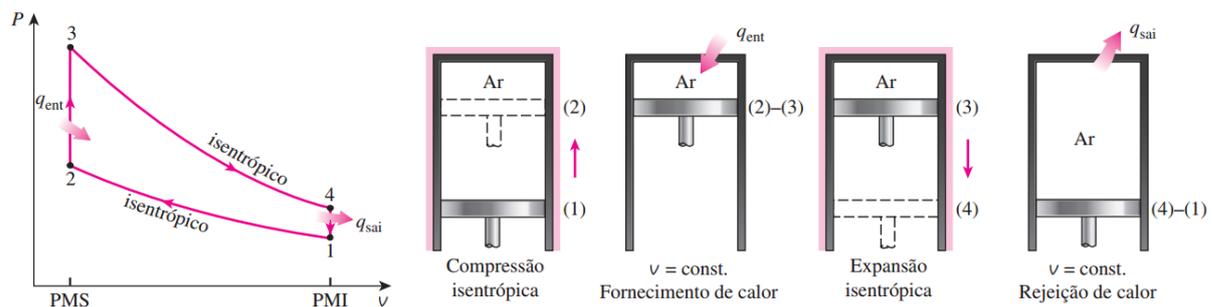


Figura 3.14 - Ciclo Otto isentrópico ideal (ÇENGEL e BOLES, 2007)

O ponto (1) de admissão do ciclo foi calculado assumindo-se, primeiramente, a pressão como sendo igual à pressão atmosférica e a temperatura adotada arbitrariamente:

$$P_1 = 100 \text{ kPa} \quad (3.123)$$

$$T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.124)$$

O volume da mistura (V_{o1}) nesse estágio é dado por:

$$V_{o1} = \frac{\pi d^2 s}{4} \quad (3.125)$$

Assumindo a mistura ar-combustível como gás ideal, tem-se a relação:

$$P_1 V_{o1} = m_{mist} R (T_1 + 273,15) \quad (3.126)$$

onde R é a constante de proporcionalidade do ar. O volume específico (v_1) foi calculado por:

$$v_1 = \frac{V_{o1}}{m_{mist}} \quad (3.127)$$

O ponto após a compressão isentrópica (2) foi calculado pelas seguintes relações:

$$s_2 = s_1 \quad (3.128)$$

$$r = \frac{V_{o1}}{V_{o2}} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.129)$$

Definidas as propriedades termodinâmicas entropia (s_2) e volume específico (v_2), determinou-se as outras propriedades, a saber pressão (P_2), temperatura (T_2) e energia interna (u_2).

O ponto de máxima pressão (3), no ponto morto superior (PMS) do ciclo, foi calculado inserindo-se a temperatura de chama adiabática (T_{chama}) obtida previamente nos cálculos estequiométricos de combustão completa do *syngas*, de valor igual a aproximadamente 1587 °C. O volume específico nesse ponto (v_3) é igual ao volume após a compressão (v_2), graças a idealização de fornecimento de calor a volume constante do ciclo Otto. Ademais, temos:

$$V_{o3} = V_{o2} \quad (3.130)$$

Assim, foi possível obter-se as outras propriedades termodinâmicas relativas ao ponto analisado.

Em seguida, após o processo de expansão isentrópica, calculou-se o último ponto (4) do ciclo fazendo:

$$v_4 = v_1 \quad (3.131)$$

$$V_{o4} = V_{o1} \quad (3.132)$$

$$s_4 = s_3 \quad (3.133)$$

Por fim, foram definidos os cálculos de trabalho, potência e calor:

$$Q_h = u_3 - u_2 \quad (3.134)$$

$$Q_l = u_1 - u_4 \quad (3.135)$$

$$\eta_{term} = \frac{Q_h - |Q_l|}{Q_h} = \frac{W_{liq}}{Q_h} \quad (3.136)$$

$$\dot{Q}_h = Q_h \cdot \dot{m}_{mist} \cdot \frac{Nc}{4} \quad (3.137)$$

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{efetiva}}{\dot{Q}_h} \quad (3.138)$$

$$\dot{W}_{efetiva} = \frac{\dot{W}_{ge}}{\eta_{ge}} \quad (3.139)$$

Para um motor 4 tempos, sabe-se que a potência foi calculada por meio da pressão média efetiva (*PME*) da seguinte forma:

$$\dot{W}_{indicada} = \frac{PME \cdot Vt \cdot RPS}{2} \quad (3.140)$$

Além da potência teórica ($\dot{W}_{teórica}$) dada por:

$$\dot{W}_{teórica} = \dot{m}_{syngas} \cdot PCI_{syngas} \quad (3.141)$$

onde η_{otto} representa a eficiência termo-mecânica do ciclo Otto, geralmente avaliada em aproximadamente 25 % nos motores convencionais (FILHO, 1949; ÇENGEL e BOLES, 2007; MARTINS, 2006).

Foram definidas também, duas relações para o trabalho líquido indicado do ciclo, como a seguir:

$$W_{liq_{indicado}} = PME \cdot Vt \quad (3.142)$$

onde $W_{liq_{indicado1}}$ pode ser calculado diretamente a partir dos parâmetros físicos do motor definidos na Tab. 3.6.

Com a modelagem termodinâmica do ciclo concluída, foi feita uma análise paramétrica de modo a correlacionar o motor teórico ao proposto na Tab. 3.6.

A eficiência térmica do ciclo ($\eta_{térmica}$) foi avaliada em função da razão de compressão foi avaliada no intervalo de razão de compressão (r) de até 14, conforme verificado teoricamente na literatura, para fins comparativos (Fig. 3.15).

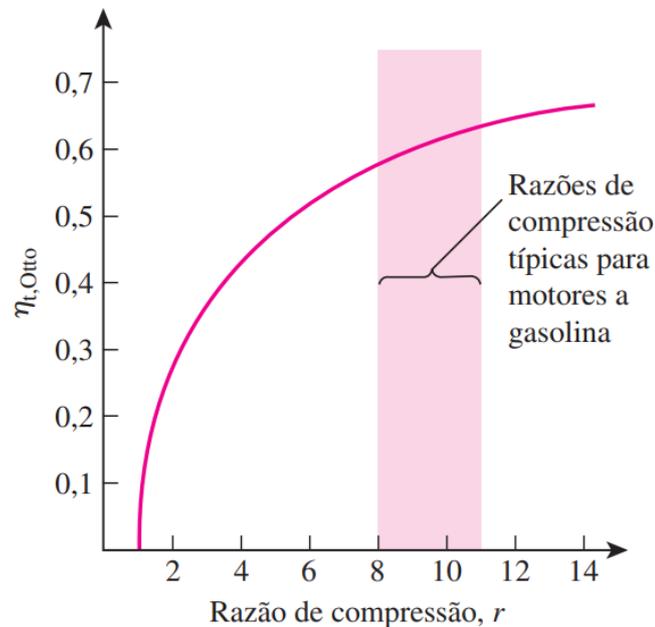


Figura 3.15 – Eficiência térmica de motores Otto ideal em função da razão de compressão ($n = 1,4$) (ÇENGEL e BOLES, 2007)

Os cálculos termodinâmicos para o ciclo politrópico seguiram essencialmente os mesmos procedimentos, utilizando-se dos mesmos dados de entrada e da pressão de admissão (P_1) calculada numericamente.

Segundo Soto (2013), o coeficiente politrópico assume valores constantes entre 1,30 e 1,37 no processo de compressão e de 1,23 a 1,30 no processo de expansão. Para simplificação do modelo, foi adotado arbitrariamente coeficiente politrópico (n) único para os processos de compressão e expansão. Por essa razão, a eficiência do processo foi avaliada em função desse parâmetro para a escolha adequada de seu valor no modelo.

O ponto de admissão (1) não foi alterado com relação ao ciclo isentrópico. A diferença se dá, no ponto 2, quando o pistão se encontra no PMS após a compressão, em que se utilizou das relações de gás ideal e de processo politrópico, fazendo:

$$P_2 V_2 = mR(T_2 + 273,15) \quad (3.143)$$

$$P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \quad (3.144)$$

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no processo de 1 para 2, temos:

$$Q_c + u_1 = W_{comp} + u_2 \quad (3.145)$$

$$W_{comp} = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1 - n} \quad (3.146)$$

onde Q_c e W_{comp} representam o calor gerado e o trabalho consumido no processo de compressão de 1 para 2.

De forma análoga ao ciclo isentrópico, também temos:

$$r = \frac{V_{o1}}{V_{o2}} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.147)$$

Assim, o equacionamento do ponto 2 foi concluído e obtidas as propriedades termodinâmicas de interesse.

O ponto de máxima pressão no PMS (3) foi calculado de forma idêntica ao mesmo ponto do ciclo Otto isentrópico. E o ponto referente ao final da expansão politrópica de forma análoga ao ponto 2:

$$P_4 V_{o4} = mR(T_4 + 273,15) \quad (3.148)$$

$$P_3 v_3^n = P_4 v_4^n \quad (3.149)$$

$$W_{exp} = \frac{P_4 v_4 - P_3 v_3}{1 - n} \quad (3.150)$$

A primeira lei aplicada no processo de 3 para 4 fica:

$$Q_e + u_3 = W_{exp} + u_4 \quad (3.151)$$

Além de:

$$v_4 = v_1 \quad (3.152)$$

$$V_{o4} = V_{o1} \quad (3.153)$$

A partir das quais as outras propriedades termodinâmicas podem ser determinadas.

A formulação para cálculo de trabalho, calor e eficiências foi realizada conforme anteriormente descrita para o ciclo Otto isentrópico.

Após as formulações e o desenvolvimento do algoritmo computacional para os cálculos termodinâmicos foi feita, também, a avaliação dos principais parâmetros do ciclo Otto, tais

como razão de compressão (r) e sua influência nas eficiências térmica ($\eta_{térmica}$) e do motor (η_{motor}).

Conforme mencionado anteriormente, a eficiência desse processo também foi avaliada em função do coeficiente politrópico (n) no intervalo de valores obtidos por Soto (2013).

Uma seção também foi adicionada ao Capítulo IV em que foi feita a análise comparativa dos ciclos analisados no presente trabalho. Foram comparadas as eficiências térmica (η_{term}) e termoelétrica (ou do motor, para o ciclo Otto) ($\eta_{termoelétrica}$ ou η_{motor}), vazão mássica de gás de síntese requerida (\dot{m}_g) para a geração da potência elétrica (\dot{W}_{ge}).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem como objetivo apresentar os resultados obtidos conforme os procedimentos apresentados no Capítulo III: caracterização do gás de síntese de CDR oriundo do reator termoquímico, cálculos estequiométricos para obtenção de parâmetros de interesse, avaliação paramétrica e análise termodinâmica aplicada à ciclos de potência a gás e vapor.

4.1. Gás de Síntese

Este tópico apresenta a caracterização do gás de síntese (Tab. 4.1) obtido pela gaseificação de CDR na planta piloto previamente descrita. A Tab. 4.2 apresenta a amostragem experimental do gás de síntese realizada na planta piloto em Mauá-SP.

Analisando-se individualmente os elementos químicos presentes no gás de síntese, verifica-se que o etano, etileno e propano, apesar de se apresentarem em baixas concentrações, possuem alto poder calorífico, contribuindo para aumento do PCI e para a geração final de energia (ALAMO et al., 2012).

Com base nos resultados da Tab. 4.1 os elementos combustíveis predominantes no gás de síntese foram o monóxido de carbono (9,52 %), seguido pelo hidrogênio (5,56 %), metano (5,06 %) e etileno (2,12 %). O gás de síntese não apresentou hidrocarbonetos pesados e alcatrão, o que o caracteriza como um combustível adequado para aplicação em equipamentos moto-geradores como turbinas e motores de combustão interna (ASADULLAH, 2014).

Segundo Farzad; Mandegari; Görgen (2016), o PCI de gás de síntese produzidos por biomassa varia entre 4 a 13 MJ Nm⁻³, dependendo do tipo de biomassa, tecnologia de gaseificação e das condições operacionais (pressão e temperatura). Dessa forma, com 4,6 MJ Nm⁻³, o gás de síntese produzido pela tecnologia de gaseificação desenvolvida pela Carbogás Energia Ltda. é adequado para aplicação na geração de energia.

Tabela 4.1 – Composição volumétrica (% v/v) do gás de síntese produzido pela gaseificação de CDR

Parâmetro	Média	PCI* [kJ Nm⁻³]
Hidrogênio (H ₂)	5,56	599
Oxigênio (O ₂)	1,83	0
Nitrogênio (N ₂)	60,06	0
Monóxido de Carbono (CO)	9,52	1202
Dióxido de Carbono (CO ₂)	12,39	0
Metano (CH ₄)	5,06	1812
Etano (C ₂ H ₆)	0,21	134
Etileno (C ₂ H ₄)	2,12	1248
Propano (C ₃ H ₈)	0,77	702
<i>iso</i> -Butano (C ₄ H ₁₀)	< 0,01	12
<i>n</i> -Butano (C ₄ H ₁₀)	0,16	100
<i>iso</i> -Pentano (C ₅ H ₁₂)	< 0,01	14
<i>n</i> -Pentano (C ₅ H ₁₂)	< 0,01	29
<i>n</i> -Hexano (C ₆ H ₁₄)	< 0,01	17

*Poder calorífico inferior de cada componente calculado ponderadamente com relação à quantidade presente (McBride et al., 2002)

Tabela 4.2. Informações de amostragem do gás de síntese

Parâmetro (unidade)	Amostragem 1	Amostragem 2
Temperatura de Gaseificação (°C)	850	825
Temperatura do Ar (°C)	250	259
Vazão mássica (kg h ⁻¹)	215	110
Temperatura do Gás (°C)	40	40
Hora de Amostragem	17:00	09:00 às 18:00
Data de Amostragem	19/03/2016	19/07/2016
Massa Molar (kg kmol ⁻¹)	27.466	29.042
PCI Real à 20 °C (kcal m ⁻³)	1230	1358
Densidade absoluta real à 20 °C (kg m ⁻³)	1.143	1.209

O gás de síntese de CDR amostrado no presente trabalho é constituído majoritariamente por 60,0 % de N₂, 12,4 % de CO₂, 9,5 % de CO, 5,6 % de H₂, 5,0 % de CH₄

e 2,2 % de C_2H_4 (Tab. 4.1). Outros hidrocarbonetos foram determinados em porcentagens abaixo de 1 %.

Lahijani e Zainal (2011) produziram gás de síntese com 60,1 % de N_2 , 19,2 % de CO_2 , 17,1 % de CO , 3,6 % de H_2 , 7,6 % de CH_4 a partir de resíduos de palma (*palm empty fruit bunch*) por gaseificação em leito fluidizado borbulhante, sob temperaturas entre 650 e 1050 °C. Segundo os autores o poder calorífico superior do *syngas* foi de 15,2 MJ kg⁻¹.

Plis e Wilk (2011) obtiveram gás de síntese de *pellets* de madeira cuja composição foi: 7,1–12,3 % de H_2 , 1,1–3,5 % de O_2 , 16,4–27,5 % de CO , 6,2–14,3 % de CO_2 , 1,5–4,0 % de CH_3 , 0,01–0,3 % de hidrocarbonetos ($C_2H_6 + C_3H_8$) e 47,8–58 % de N_2 . Segundo tais autores o gás de maior contribuição para o PCI também foi o CO . O poder calorífico inferior foi estimado entre 3.84–5.39 MJ Nm⁻³, semelhante ao calculado no presente trabalho.

Couto et al. (2013) realizaram uma análise comparativa do gás de síntese oriundo de diferentes processos de gaseificação, a saber: leito fixo, leito fluidizado borbulhante e leito fluidizado circulante. A composição mais semelhante à do presente trabalho foi obtida com a gaseificação em leito fluidizado borbulhante: 5–16,3 % de H_2 , 9,9–22,4 % de CO , 9–19,4 % de CO_2 , 2,2–6,2 de CH_4 , 0,2–3,3 % de C_nH_m , 41,6–61,6 de N_2 . O poder calorífico variou entre 3,7–8,4 MJ kg⁻¹, também próximos ao obtido no presente trabalho (4,6 MJ kg⁻¹). Tais resultados comprovam que a composição final do gás de síntese é fortemente dependente da composição da biomassa gaseificada, condições do processo de gaseificação, tipo de gaseificador e pressão e temperatura do processo (COUTO et al., 2013), as quais afetam diretamente o valor de PCI do gás combustível.

Násner et al. (2017) reuniram informações de trabalhos envolvendo simulações de gaseificação em diversas condições, com diferentes tipos de reatores, agente oxidante, teor de umidade, temperatura de operação, dentre outras. Verificou-se que os valores de PCI determinados variaram de 3,7 a 8,0 MJ Nm⁻³. Na simulação de gaseificação em leito fluidizado circulante de CDR, do trabalho de BARBA et al. (2011), o valor do PCI foi de 4,45 MJ Nm⁻³; semelhante ao obtido no presente trabalho, de 4,6 MJ Nm⁻³.

Tanigaki; Manako; Osada (2012) estimaram valores para o PCI do gás de síntese variando em torno de 4,4 a 5,9 MJ kg⁻¹. Tais autores promoveram a gaseificação a plasma direta de RSU, sem pré-tratamento.

4.2. Modelagem Termoquímica da Combustão do Gás de Síntese

Por meio da composição química amostrada na Tab. (4.1) e cálculos estequiométricos para a combustão completa do gás de síntese foram determinados os seguintes parâmetros:

- Poder calorífico inferior (PCI_{syngas}): 1294 kcal Nm⁻³ (4683 kJ kg⁻¹)
- Densidade (ρ_{syngas}): 1,157 kg Nm⁻³
- Razão ar/combustível (AC): 1,377 ($kg_{ar} kg_{combustível}^{-1}$)
- Temperatura adiabática de chama (T_{chama}): 1587 °C

Nos cálculos anteriores considerou-se a primeira lei da termodinâmica aplicada à sistemas reativos e processo de combustão adiabático conforme descrito no Capítulo III.

4.3. Influência da Variação da Composição do Gás de Síntese

A Fig. 4.1 apresenta um gráfico da variação do PCI do gás de síntese em função da composição química. Neste caso, para fins de cálculos, adotou-se uma variação em $\pm 50\%$ da concentração de cada espécie química contida no *syngas* da Tab. 4.1; com exceção do nitrogênio (N₂), que foi o elemento que teve sua porcentagem aumentada ou diminuída para integralização de 100 % v/v nos componentes do *syngas*. Os elementos oxigênio (O₂) e aqueles de maior densidade e concentração inferior a 0,01 %, como o *iso*-Butano (C₄H₁₀), *iso*-Pentano (C₅H₁₂), *n*-Pentano (C₅H₁₂) e *n*-Hexano (C₆H₁₄) não implicaram mudanças significativas no PCI do gás no intervalo analisado. Nessa análise, os elementos que apresentaram maior impacto no PCI do gás de síntese foram o metano (CH₄), seguido pelo etileno (C₂H₄), monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H₂) e propano (C₃H₈).

Outra análise importante observada na Tab. 4.1 é relacionada às classes dos hidrocarbonetos. Verifica-se que os compostos etano (C₂H₆) e etileno (C₂H₄), apesar do mesmo número de carbono, têm influência significativamente diferente no PCI. Isso decorre da energia química disponível em suas ligações. Dentre os compostos de mesmo número de carbono, é esperado, portanto, que aqueles que apresentarem ligações duplas ou triplas, de funções alceno ou alcino, por exemplo, terão maior contribuição energética no PCI do *syngas*. Assim, a porcentagem volumétrica desses componentes deve ser criteriosamente analisada quando da operação da UTGE.

Com relação à possíveis variações na densidade do gás de síntese, os elementos mais relevantes foram o dióxido de carbono (CO₂), hidrogênio (H₂), e metano (CH₄) conforme apresentado na Fig. 4.2.

A respeito da temperatura adiabática de chama (Fig. 4.3), observou-se que a maioria das espécies químicas contidas no gás de síntese causam variação significativa na temperatura adiabática de chama. O O₂ é um dos produtos da gaseificação que pode ter sua

concentração alterada a depender da biomassa gaseificada. Verificou-se que, a variação de $\pm 50\%$ no teor de O_2 , embora com pouca influência sobre o PCI, causa variação na temperatura adiabática de chama em aproximadamente $100\text{ }^\circ\text{C}$. Os gases de maior cadeia carbônica – *iso*-Butano (C_4H_{10}), *n*-Butano (C_4H_{10}), *iso*-Pentano (C_5H_{12}), *n*-Pentano (C_5H_{12}) e *n*-Hexano (C_6H_{14}) – não apresentaram alterações significativas na temperatura adiabática de chama do *syngas*, provavelmente devido às baixas concentrações presentes.

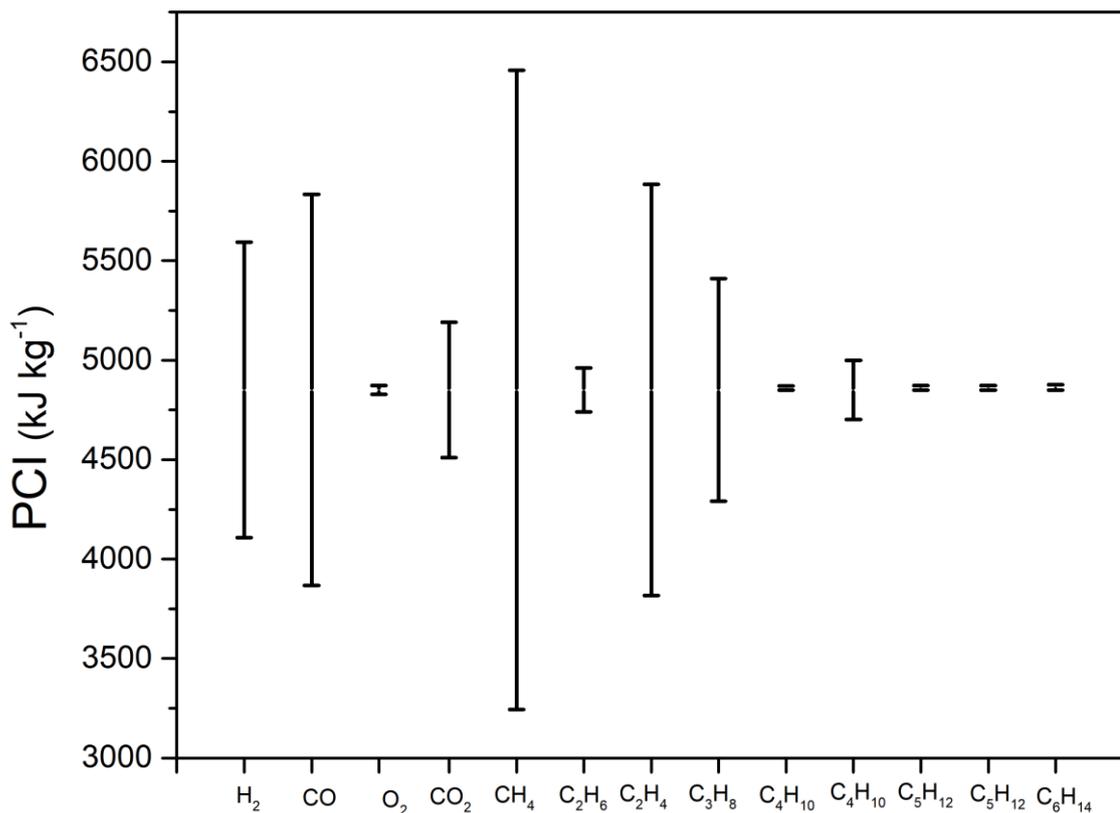


Figura 4.1 – PCI do gás de síntese em função de $\pm 50\%$ de variação da concentração inicial de cada elemento químico descrito na Tab. 4.1.

Outra hipótese avaliada foi quanto a importância dos hidrocarbonetos de maior cadeia carbônica no PCI do *syngas*. Neste caso, foram realizadas simulações computacionais variando entre 0 e 1% os elementos *iso*-Butano (C_4H_{10}), *n*-Butano (C_4H_{10}), *iso*-Pentano (C_5H_{12}), *n*-Pentano (C_5H_{12}) e *n*-Hexano (C_6H_{14}).

Conforme pode ser evidenciado nas Figs. 4.4 a 4.6, o aumento de concentração de cada elemento (limitado a 1%) gera um aumento significativo do PCI, em que observou-se um aumento de até 27%. Alterações pouco significativas foram observadas na temperatura adiabática de chama, máxima de 6%, e na densidade, em que as alterações foram de baixa intensidade, em média 1,5%.

Comparando-se as Figs. 4.1 e 4.4, conclui-se que a variação relativa de $\pm 50\%$ dos hidrocarbonetos de maior cadeia carbônica não altera significativamente o PCI, entretanto, a variação absoluta de 1% (um ponto percentual) foi capaz de modificar o PCI do gás de síntese em até 1000 kJ kg^{-1} , *i.e.*, variação em 1000 unidades.

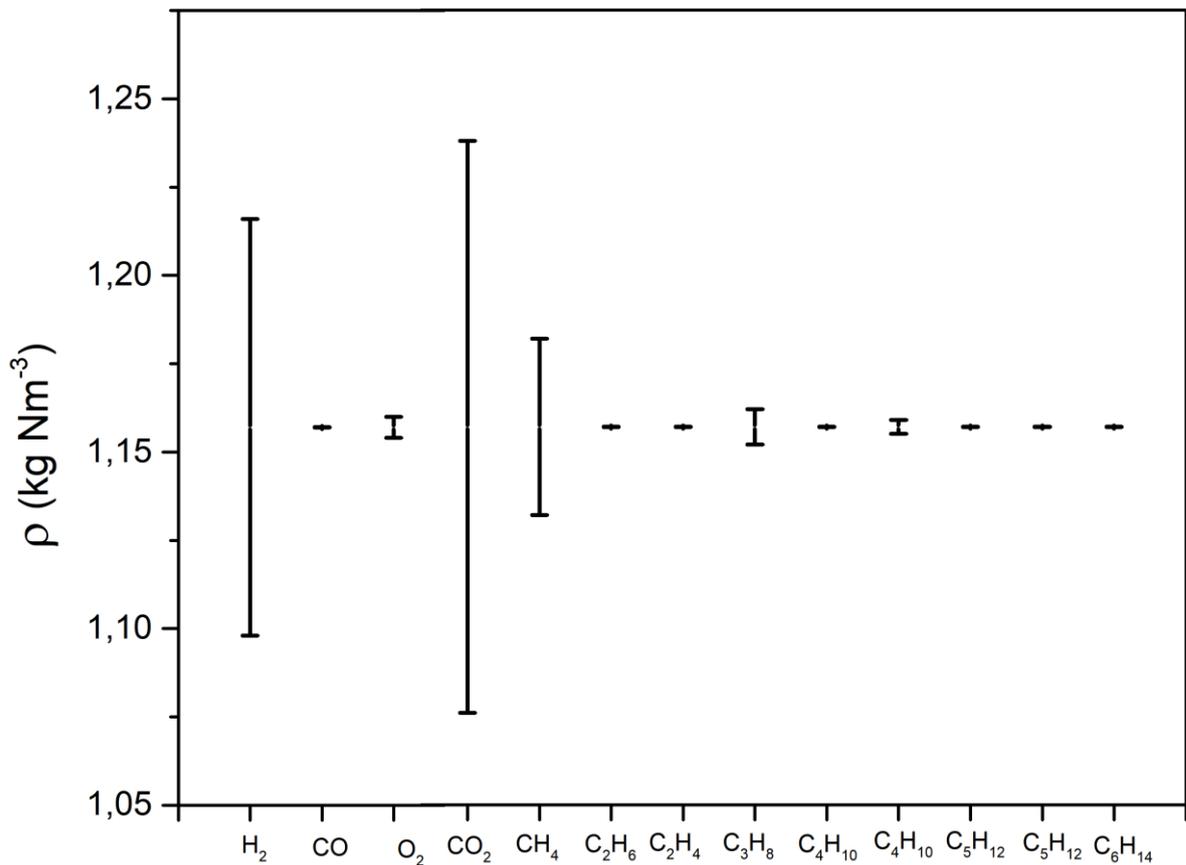


Figura 4.2 - Densidade do gás de síntese em função de $\pm 50\%$ de variação da concentração inicial de cada elemento químico descrito na Tab. 4.1.

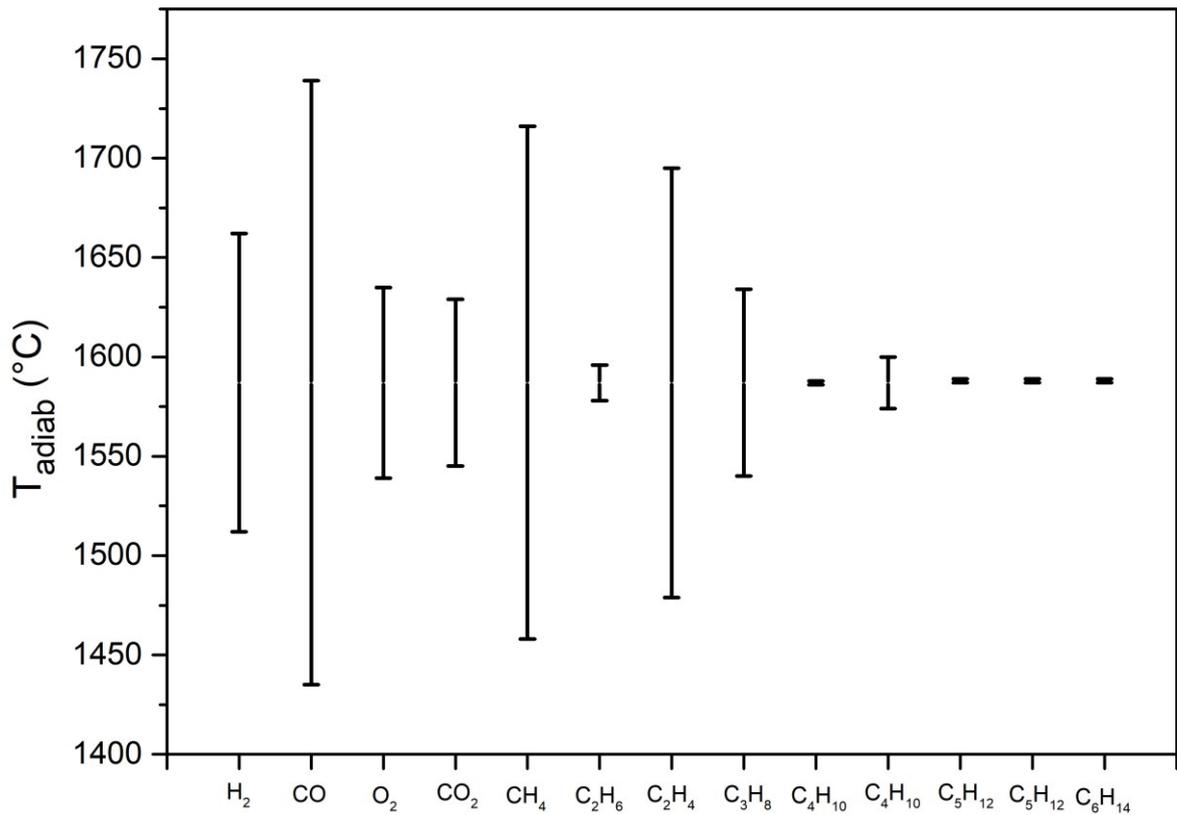


Figura 4.3 - Temperatura adiabática de chama do gás de síntese em função de $\pm 50\%$ de variação da concentração inicial de cada elemento químico descrito na Tab. 4.1.

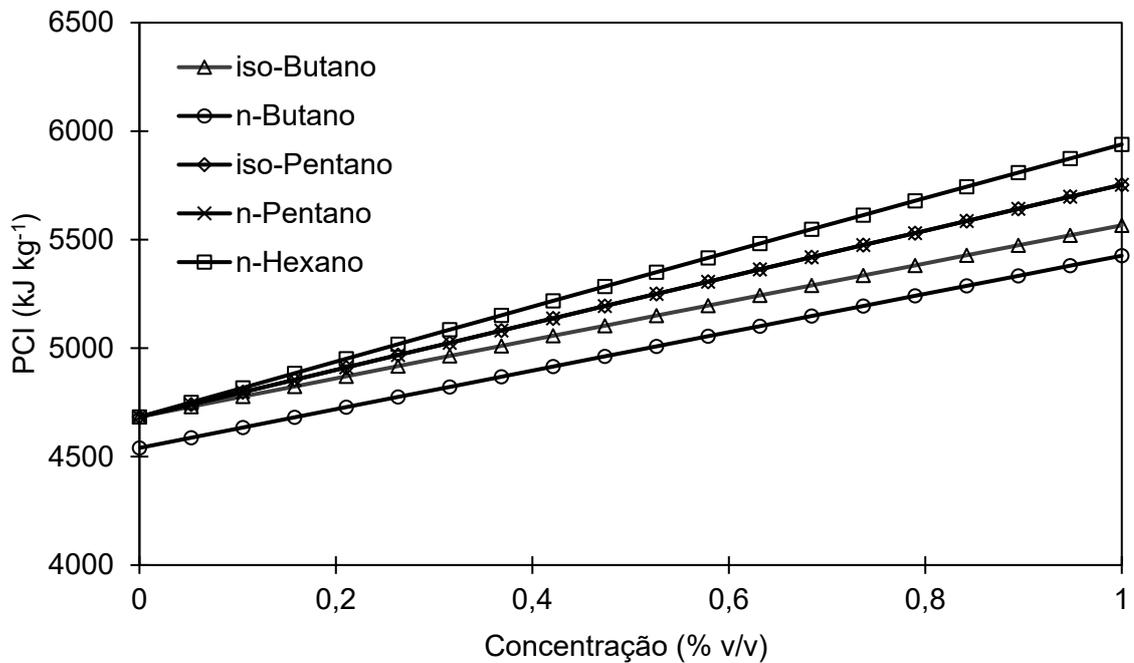


Figura 4.4 – Influência no PCI devido à variação de 1 % v/v na composição dos gases de maiores densidades

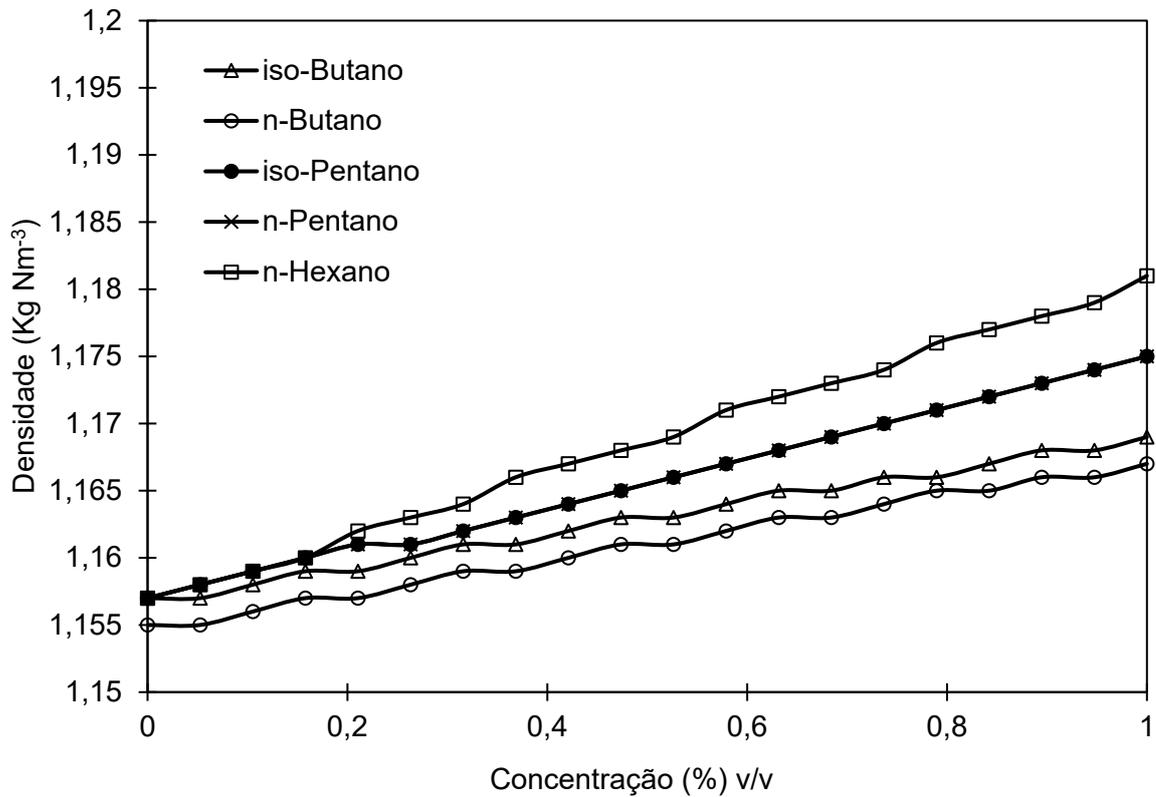


Figura 4.5 - Influência na densidade do gás de síntese devido à variação de 1 % v/v na composição dos gases de maiores densidades

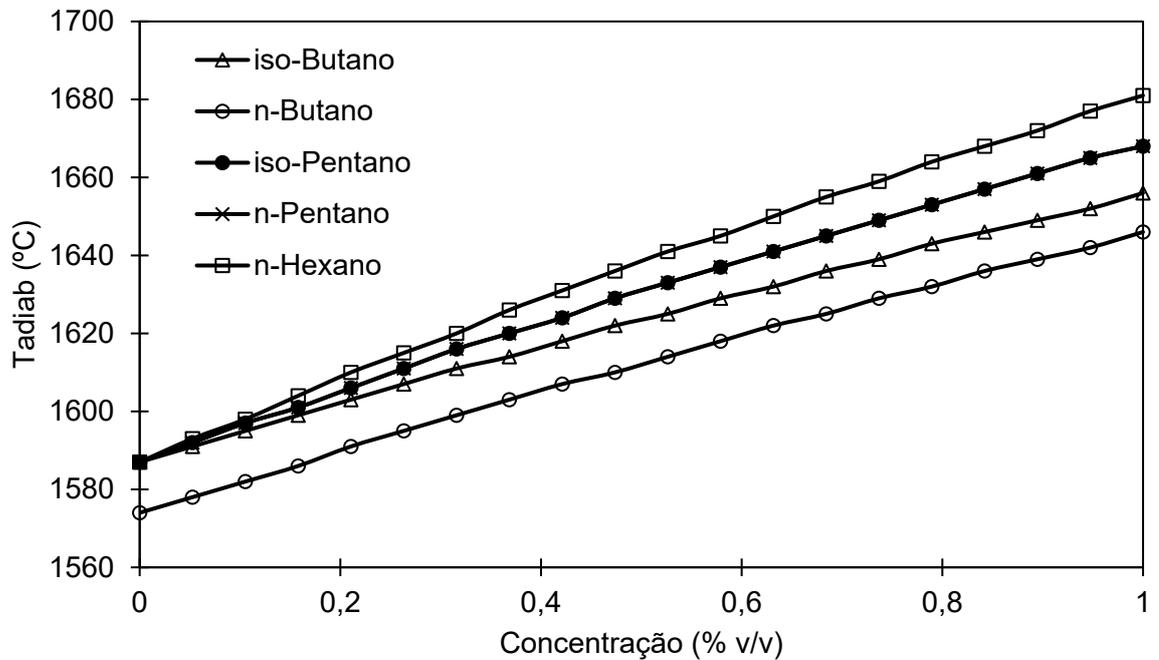


Figura 4.6 - Influência na temperatura de chama adiabática devido à variação de 1 % v/v na composição dos gases de maiores densidades

4.4. Análise Termodinâmica da Aplicação do Gás de Síntese

4.4.1. Ciclo Rankine Simples

O ciclo Rankine simples foi baseado naquele proposto na Fig. 3.5 e parâmetros termodinâmicos (dados técnicos da caldeira e turbina) apresentados nas Tabs. 3.3 e 3.4.

As propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo da Fig. 3.5 foram apresentadas na Tab. 4.4 e Fig. 4.7.

Tabela 4.3 – Propriedades Termodinâmicas para o Ciclo Rankine Simples

Ponto	T	P	h	s	x	h_i	s_i
	°C	bar	kJ kg^{-1}	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	-	kJ kg^{-1}	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
1	46,12	42	196,8	0,6515	líquido comprimido	196	0,6492
2	420	42	3258	6,814	vapor superaquecido	-	-
3	45,81	0,1	2301	7,263	0,8818	2158	6,814
4	45,81	0,1	191,8	0,6492	0	-	-

A Fig. 4.7 mostra a representação dos pontos de análise do ciclo em um gráfico em escala real de propriedades termodinâmicas. A curva entre os pontos 4 e 1, referente ao processo de compressão (para o bombeamento do fluido em estado líquido) tem pequena extensão, tornando a visualização desses pontos em escala real quase coincidente, uma vez que a variação de entropia associada ao processo de compressão de líquido é pequena. Segundo a literatura (ÇENGEL e BOLES, 2007), a potência necessária para aumento de pressão do líquido não ultrapassa em 1 % da potência produzida pela turbina no processo de expansão. A curva correspondente ao aquecimento do líquido de trabalho, que vai do ponto 1 até o ponto de encontro com a região de saturação não acompanha a linha de título zero, apesar de acompanhar a linha isobárica de 42 bar bastante próxima da mesma; a visualização desse processo (1→2) em escala real se difere da comumente utilizada representação didática do ciclo a vapor ideal (ÇENGEL e BOLES, 2007).

A inclinação da curva entre os pontos 2 e 3, referente ao processo de expansão, ocorre devido às irreversibilidades, como atrito e perdas térmicas, quando do processo de expansão na turbina a vapor.

Na aplicação do Ciclo Rankine Simples em questão, a turbina a vapor é classificada como uma turbina de condensação, uma vez que a pressão de escape (P_3), de 0,1 bar

(absoluta), é uma pressão vacuométrica, *i.e.*, abaixo da pressão atmosférica (P_{atm}). Nesse estado, o vapor encontra-se com título (x_3) igual a 0,88, ou seja, há condensação na saída da turbina.

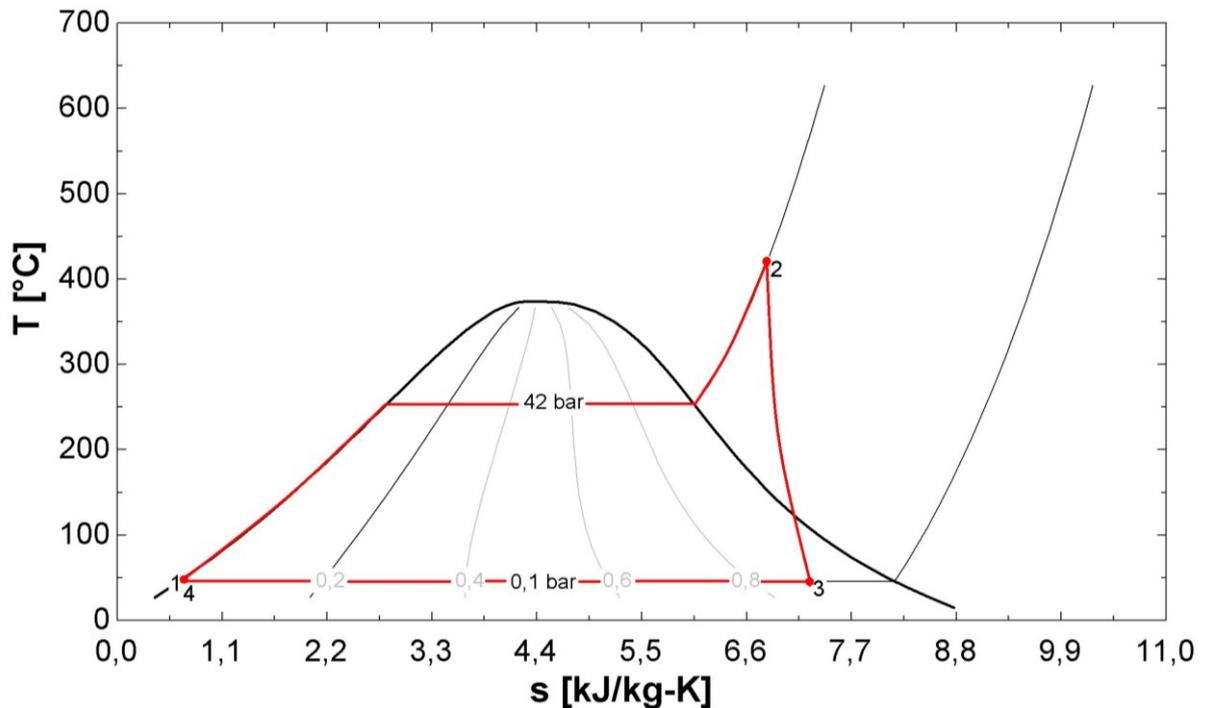


Figura 4.7 – Diagrama T-s do Ciclo Rankine Simples

Conforme equações termodinâmicas para o ciclo Rankine simples previamente definidas no Capítulo III, obteve-se uma potência elétrica utilizável (\dot{W}_{ge}) igual a aproximadamente 1274 kW, conforme a Tab. 4.4.

Foram obtidas para a potência gerada na turbina (\dot{W}_t) e no gerador (\dot{W}_{ge}) os valores de 1529 kW e 1274 kW, respectivamente, e a eficiência termoelétrica do ciclo ($\eta_{termoelétrica}$) de 26,04 %. É importante ressaltar que, nessa análise, os parâmetros termodinâmicos do ciclo foram determinados a partir da vazão máxima de vapor ($\dot{m}_v = 5750 \text{ kg h}^{-1}$) definida pelo fabricante da turbina a vapor na Tab. 3.4.

A potência atingida (\dot{W}_{ge}), de 1274 kW, é satisfatória para a UTGE em questão em termos de geração elétrica, o que indica que o sistema de geração de energia elétrica selecionado pelo fabricante tem capacidade de 20 % maior que o projetado para a UTGE, cujo sistema de gaseificação (Fig. 3.2) tem capacidade de produção de aproximadamente 3124 kg h^{-1} de *syngas*. Essa vazão de gás foi implementada no algoritmo desenvolvido no presente trabalho, de onde obteve-se potência de 1005 kW. Ademais, existe ainda a

possibilidade de a vazão de gás ser ajustada no reator termoquímico para controle da operação de acordo com a demanda energética da planta.

Tabela 4.4 – Variáveis calculadas para o Ciclo Rankine Simples

Parâmetro	Valor	Unidades
\dot{Q}_{gv}	4890	kJ kg^{-1}
\dot{V}_{syngas}	0,9503	$\text{Nm}^3 \text{s}^{-1}$
ρ_{syngas}	1,157	kg Nm^{-3}
\dot{m}_{syngas}	1,1	kg s^{-1}
\dot{Q}_{comb}	5147	kJ kg^{-1}
\dot{m}_v	1,597	kg s^{-1}
$\dot{m}_{v_{exa}}$	1,597	kg s^{-1}
\dot{W}_t	1529	kW
\dot{Q}_{cd}	-3369	kJ kg^{-1}
η_{term}	31,10	%
η_{ge}	83,33	%
\dot{W}_{ge}	1274	kW
$\eta_{termoelétrica}$	26,05	%

* valor de \dot{m}_v pré-ajustado no algoritmo computacional

4.4.2. Ciclo Rankine Regenerativo

No Ciclo Rankine Regenerativo (Fig. 3.6), por meio do algoritmo computacional, estimou-se uma potência elétrica (\dot{W}_{ge}) igual a aproximadamente 1236 kW, conforme a Tab. 4.5. Os valores obtidos para as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo analisado estão mostrados na Tab. 4.6.

Da mesma forma que no Ciclo Rankine Simples, os resultados aqui apresentados foram gerados a partir do valor de vazão de vapor (\dot{m}_v) referente à capacidade máxima do gerador de vapor do fabricante.

A eficiência termoelétrica ($\eta_{termoelétrica}$) nessa aplicação aumentou para 27,61 %, gerando potência elétrica útil (\dot{W}_{ge}) de 1236 kW. Essa potência é adequada para a finalidade a que se destina, conforme a demanda de geração da UTGE. Observa-se pelos resultados calculados que a potência elétrica gerada (\dot{W}_{ge}), de 1236 kW, é inferior à do Ciclo Rankine

Simples, cujo valor obtido foi de 1274 kW. Por outro lado, a vazão mássica de gás de síntese (\dot{m}_g) necessária no Ciclo Rankine Simples foi aproximadamente 10 % superior à vazão de gás de 1,006 kg s⁻¹ do Ciclo Rankine Regenerativo. Portanto, o Ciclo Rankine Regenerativo é mais eficiente na conversão energética.

Tabela 4.5 – Variáveis calculadas para o Ciclo Rankine Regenerativo

Parâmetro	Valor	Unidades
\dot{Q}_{gv}	4471	kJ kg ⁻¹
\dot{V}_{syngas}	0,8689	Nm ³ s ⁻¹
ρ_{syngas}	1,157	kg m ⁻³
\dot{m}_{syngas}	1,005	kg s ⁻¹
\dot{Q}_{comb}	4706	kJ kg ⁻¹
\dot{m}_v	1,597	kg s ⁻¹
$\dot{m}_{v_{exa}}$	1,431	kg s ⁻¹
$\dot{m}_{v_{ext}}$	0,1667	kg s ⁻¹
\dot{W}_t	1483	kW
\dot{Q}_{cd}	-2997	kJ kg ⁻¹
η_{term}	33,03	%
η_{ge}	83,33	%
\dot{W}_{ge}	1236	kW
$\eta_{termoelétrica}$	27,63	%

* valores de \dot{m}_v e $\dot{m}_{v_{ext}}$ pré-ajustados no algoritmo computacional conforme dados de vazão máxima (\dot{m}_v) e vazão de extração ($\dot{m}_{v_{ext}}$) definidos pelo fabricante da turbina (Tab. 3.4)

O aumento de eficiência é esperado em um Ciclo Rankine Regenerativo, uma vez que parte da energia térmica no fluido nos estágios finais de expansão na turbina é aproveitada para aquecimento e desaeração da água de alimentação. Esse artifício implica maior eficiência no ciclo devido a um melhor aproveitamento da energia térmica do vapor nos últimos estágios de expansão, onde é feita a extração de vapor ($P_4 = 2,5 \text{ bar}$ e $T_4 = 127,4 \text{ }^\circ\text{C}$), que permite o aquecimento da água de alimentação da caldeira.

A Fig. 4.8 apresenta os dados das propriedades termodinâmicas dos pontos de interesse do ciclo no diagrama T-s. Nessa representação, o ponto (7) de saída do desaerador e de saída (1) na bomba de água de alimentação são visualmente coincidentes, da mesma forma que os pontos (5 e 6) de saída do condensador e entrada no desaerador. Conforme

dito anteriormente, o trabalho necessário para a variação de pressão da água em estado líquido é muito inferior ao trabalho de expansão na turbina, o que confere um *backwork ratio* (*BWR*) do ciclo inferior a 1 %.

Tabela 4.6 – Propriedades Termodinâmicas do Ciclo Rankine Regenerativo

Ponto	T	P	h	s	x	h_i	s_i
	°C	bar	kJ kg^{-1}	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	-	kJ kg^{-1}	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
1	108,7	42	459,1	1,402	líquido comprimido	458,3	1,4
2	420	42	3258	6,814	vapor superaquecido	-	-
3	45,81	0,1	2287	7,217	0,8757	2224	7,021
4	127,4	2,5	2704	7,021	0,9942	2621	6,814
5	45,81	0,1	191,8	0,6492	0	-	-
6	45,82	2,5	192,1	0,6493	líquido comprimido	192	0,6492
7	108,3	2,5	454,2	1,4	líquido comprimido	-	-

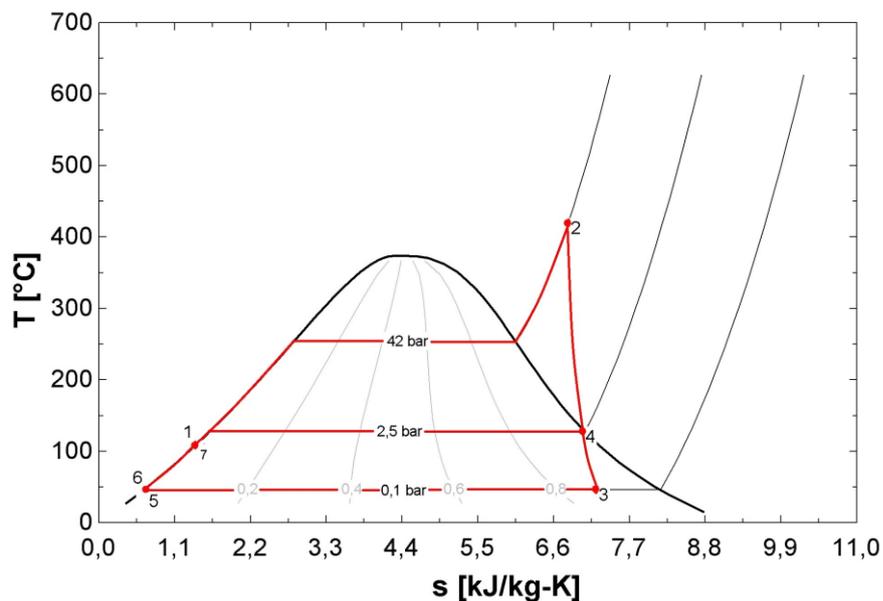


Figura 4.8 - Diagrama T-s do Ciclo Rankine Regenerativo relativo ao Ciclo Rankine Regenerativo

Foram obtidas para a potência gerada na turbina (\dot{W}_t) e no gerado (\dot{W}_{ge}) o valor de 1483 kW e 1236 kW, respectivamente; frente a 1500 kW e 1250 kW informados pelo fabricante Texas Industrial Ltda, apresentando erro relativo máximo de aproximadamente 1 %.

Essas informações indicam que os equipamentos caldeira e turbina a vapor foram devidamente selecionados pelo fabricante para o fim a que se destinam.

4.4.3. Ciclo Brayton Simples

Para realizar as análises no Ciclo Brayton Simples, adotou-se como dado de entrada a potência elétrica útil (\dot{W}_{ge}), produzida no ciclo a vapor de maior eficiência, ou seja, o Ciclo Rankine Regenerativo. Portanto, essa variável assume o valor de 1236 kW, permitindo, assim, a comparação entre os ciclos de potência propostos.

Nos cálculos da aplicação do gás de síntese envolvendo o ciclo Brayton (Fig. 3.7), foi considerada a eficiência na câmara de combustão ($\eta_{combust\tilde{a}o}$) de 80 %, o que implica em uma temperatura de chama de 1304 °C. Essa eficiência foi adotada de forma arbitrária, devido a maior razão ar combustível (AC), o que implica em menor temperatura média na câmara de combustão (T_{chama}) devido ao excesso de ar. Não foram encontradas informações técnicas de fabricantes de queimadores de gás de síntese específicos para ciclo Brayton. Entretanto, obteve-se boa consistência nas informações obtidas pela modelagem.

As Tabs. 4.7 e 4.8 apresentam, respectivamente, as variáveis de interesse na análise e as propriedades termodinâmicas dos pontos calculados.

Obteve-se um aumento de eficiência termoelétrica de aproximadamente 3 % quando comparado ao Ciclo Rankine Regenerativo, implicando menor vazão mássica de gás combustível (\dot{m}_g) necessária ao processo: redução de cerca de 3 %.

No caso dos ciclos a gás, conforme apresentado no Capítulo II, a razão entre o trabalho necessário para a compressão do ar (\dot{W}_c) e o trabalho gerado na turbina (\dot{W}_t) assume valores bastante amplos, a depender das condições de operação, que podem variar entre 40 e 80 % (ÇENGEL e BOLES, 2007). Na situação em análise, o parâmetro (BWR) obtido foi de 36,26 %, um valor relativamente baixo comparado ao intervalo teórico.

As Figs. 4.9 e 4.10 apresentam, respectivamente, os diagramas P-v e T-s do Ciclo Brayton Simples. Comparando-as com os diagramas de um ciclo Brayton Ideal (ÇENGEL e BOLES, 2007), verificam-se as diferenças quanto às irreversibilidades presente no compressor e turbina a gás. Os processos de fornecimento e rejeição de calor do Ciclo Brayton Simples foram adotados como isobáricos, assim como num ciclo Brayton Ideal.

Conforme mencionado no Capítulo III, foi feita uma análise paramétrica para avaliação da influência do parâmetro de razão e pressão (r_p), definido arbitrariamente conforme a literatura, sobre a eficiência térmica do ciclo (η_{term}). A Fig. 4.11 mostra o comportamento da curva de eficiência em função da razão de pressão, além da variação da constante t . Quando

comparadas com os resultados de Nascimento (2019), na Fig. 3.8, observa-se boa consistência dos valores. Os pontos mais notáveis das curvas foram os pontos de máxima eficiência de cada curva, que assumiram valores equivalentes na comparação. A maior diferença diz respeito ao fato de que, na modelagem do presente trabalho, não foi considerada perda de carga dos equipamentos e instalações. Nos resultados de Nascimento (2019), o autor considerou perda de pressão percentual no equipamento combustor, que causa uma queda mais acentuada na eficiência térmica do ciclo com o aumento da pressão de alta (P_2). Assim, as curvas de eficiência obtidas no presente trabalho se comportam conforme o esperado para essa análise.

Tabela 4.7 – Variáveis calculadas para o Ciclo Brayton Simples

Parâmetro	Valor	Unidade
ρ_{syngas}	1,157	kg m ⁻³
\dot{m}_{syngas}	0,9705	kg s ⁻¹
\dot{Q}_{comb}	4090	kJ kg ⁻¹
\dot{m}_{ar}	2,285	kg s ⁻¹
AC	2,355	-
\dot{W}_c	854,8	kW
\dot{W}_t	2338	kW
r_p	11	-
BWR	0,3656	-
η_{term}	36,26	%
η_{ge}	83,33	%
\dot{W}_{ge}	1236	kW
$\eta_{termoelétrica}$	30,22	%

* valores de r_p e \dot{W}_{ge} pré-ajustados no algoritmo computacional

Tabela 4.8 – Propriedades Termodinâmicas do Ciclo Brayton Simples

Ponto	T	P	h	s	v	h_i	s_i
	°C	bar	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	m ³ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
1	30	1	303,5	6,881	0,8701	-	-
2	392,9	11	677,6	7	0,1746	602,7	6,881
3	1304	11	1732	7,987	0,4128	-	-
4	697,9	1	1014	8,104	2,789	906,4	7,987

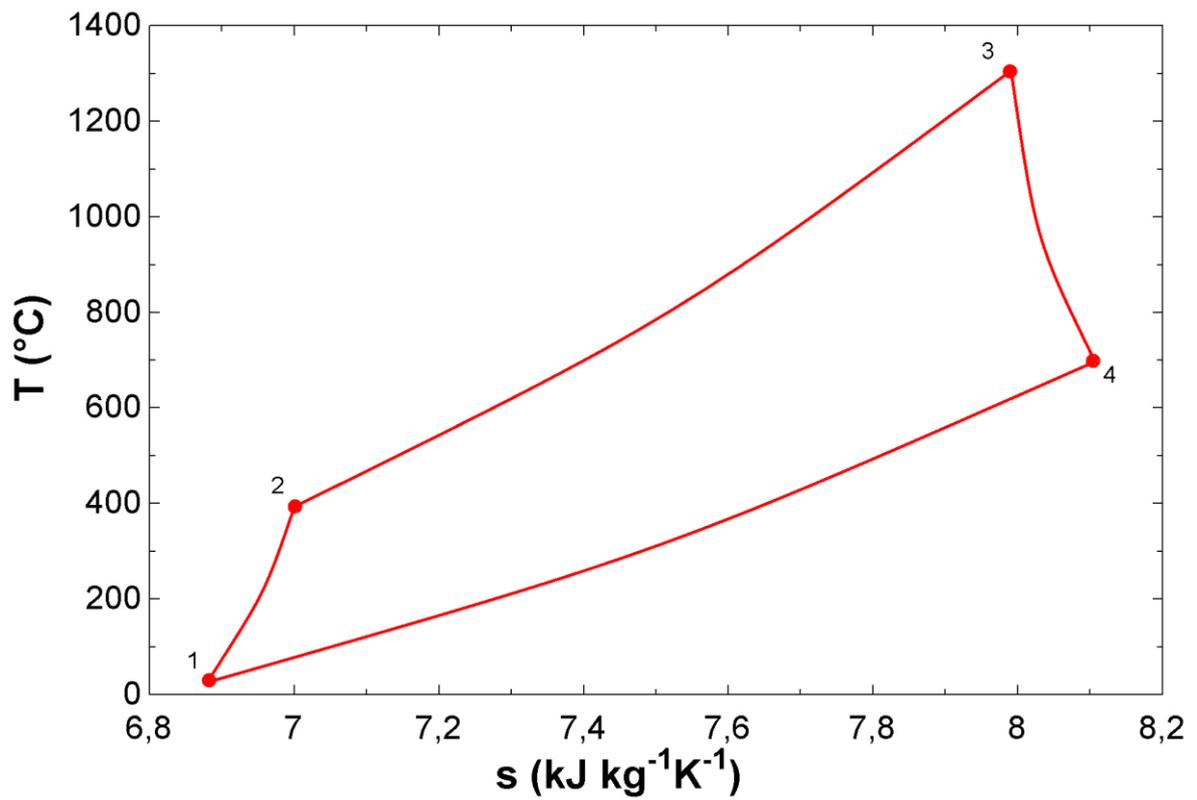


Figura 4.9 – Diagrama Temperatura-entropia do ciclo Brayton Simples

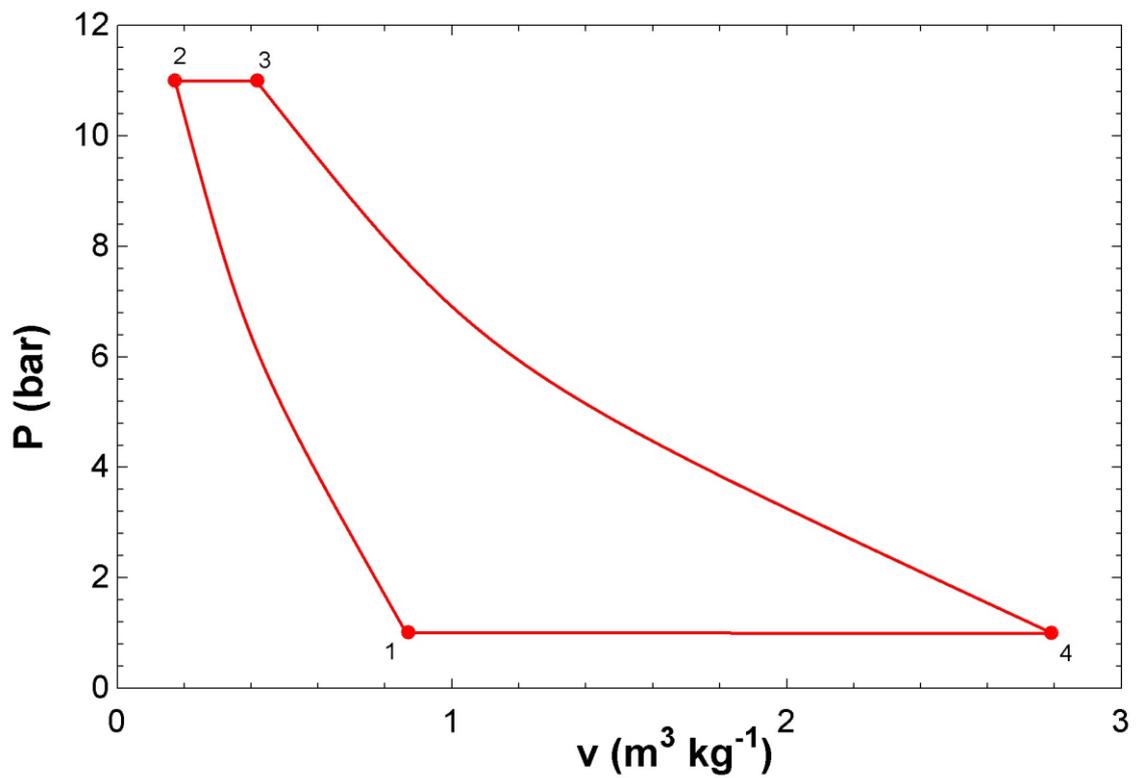


Figura 4.10 – Diagrama Pressão-volume específico do ciclo Brayton Simples

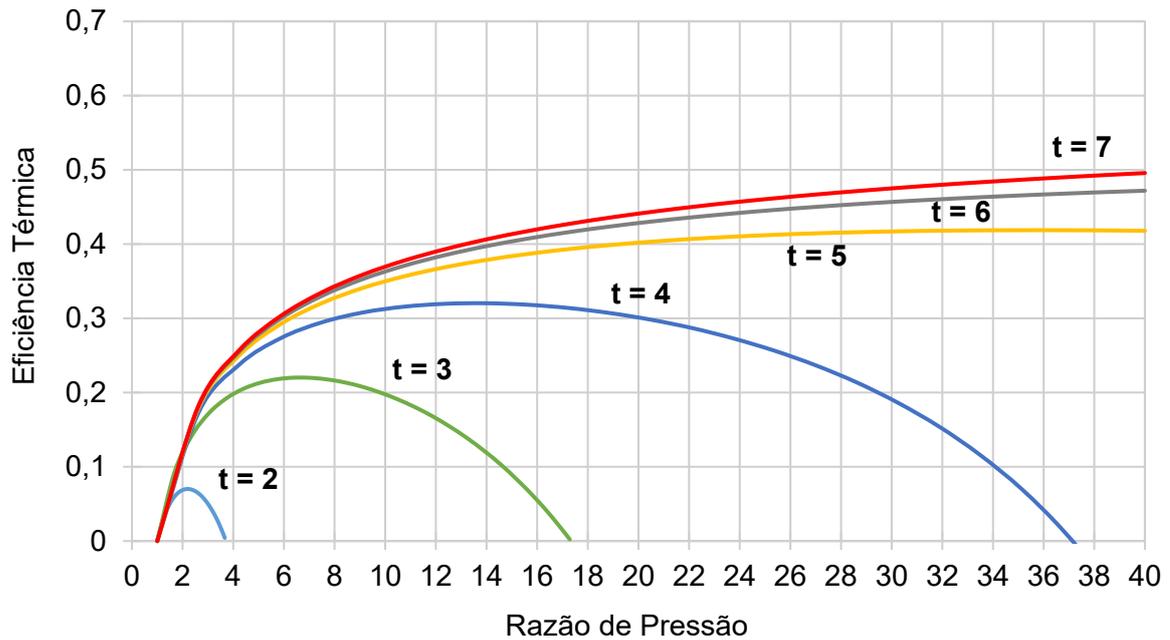


Figura 4.11 – Eficiência térmica em função da razão de pressão para o Ciclo Brayton Simples

Sob a hipótese de aproveitamento da energia dos gases de exaustão desse ciclo no processo de secagem de CDR da LPRS, conforme ilustrado na Fig. 3.9, a estimativa foi feita a partir da demanda energética para tal finalidade, de aproximadamente 120,8 kW (103877 kcal h⁻¹). Segundo informações da Carbogás Energia Ltda., o sistema de secagem deve ter temperatura de operação ($T_{secagem}$) de 400 °C e os produtos de saída (CDR + Gases) em temperatura ($T_{saída}$) de 80 °C. A temperatura de exaustão da turbina a gás (T_4) calculada para esse ciclo foi superior àquela necessária para o processo de secagem ($T_{secagem}$). Dessa forma, torna-se necessário a adição de ar fresco, à temperatura e pressão ambiente, em um misturador. O balanço de massa e energia nesse misturador foi feito da seguinte forma:

$$\dot{m}_{secador}h_{ent} = \dot{m}_{fresh}h_{fresh} + \dot{m}_4h_4 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{secador} = \dot{m}_{fresh} + \dot{m}_4 \quad (4.2)$$

onde $\dot{m}_{secador}$ a vazão mássica (kg s⁻¹) de gases quentes para o secador, h_{ent} (kJ kg⁻¹) é a entalpia de saída do misturador ou entrada no secador, \dot{m}_{fresh} (kg s⁻¹) e h_{fresh} (kJ kg⁻¹) são a vazão mássica e a entalpia de ar fresco adicionado ao equipamento, respectivamente.

Assim, procedeu-se com a mesma análise no secador para o cálculo da energia disponível para o processo de secagem ($En_{disp.sec}$):

$$En_{disp.sec} = \dot{m}_{secador}(h_{ent} - h_{saída}) = 6,06.331,1 = 2007 \text{ kW} \quad (4.3)$$

onde $\dot{m}_{exaustão}$ é a vazão mássica (kg s^{-1}) de gases na exaustão da turbina, $h_{saída}$ a entalpia (kJ kg^{-1}) na saída do secador e $En_{disp.sec}$ a energia (kW) disponível do ciclo para o processo de secagem. Essa assume valor superior àquele requerido para o processo de secagem ($En_{req.sec}$). Portanto, a energia dos gases pode ser utilizada no processo de secagem caso não haja outras restrições do projeto na UTGE em questão.

4.4.4. Ciclo Brayton Regenerativo

O Ciclo Brayton Regenerativo proposto (Fig. 3.10) foi analisado com a finalidade de se aumentar a eficiência do ciclo, conforme descrito anteriormente, por meio do aproveitamento da energia dos gases de escape da turbina.

As Tabs. 4.9 e 4.10 apresentam os resultados calculados e as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo proposto. Como esperado, as eficiências térmica e termoelétrica do ciclo aumentaram, em cerca de 15 % (Tab. 4.9), quando comparadas aos valores calculados para o Ciclo Brayton Simples. Da mesma forma, a vazão de gás combustível necessária para o ciclo também reduziu em 15 %.

Nesse sentido, verifica-se que a implementação de um regenerador no ciclo de potência traz maiores benefícios de aproveitamento energético que as outras formas de geração proposta até então. Por outro lado, sabe-se que a implementação de equipamentos como o regenerador pode implicar maiores custos de instalação e de manutenção, uma vez que esses equipamentos trabalham em temperaturas relativamente altas com gases oriundos da combustão, além dos eventuais problemas causados pela presença de impurezas.

A Fig. 4.12 apresenta as curvas de eficiência térmica (η_{term}) em função da razão de pressão (r_p). Comparadas com os mesmos resultados de Nascimento (2019), mostrados na Fig. 3.11, verifica-se também boa consistência entre os resultados de simulações, sobretudo quando aos pontos de operação de eficiência térmica máxima do ciclo Brayton Regenerativo. Tais curvas são importantes para o desenvolvimento e seleção de turbinas a gás adequadas para esse processo. Essas informações podem ser associadas a dados mais detalhados de fabricantes desses equipamentos. Porém, não foram encontradas informações de turbinas envolvendo a utilização de gases de baixo poder calorífico como o *syngas*.

Dos ciclos analisados até então, o Brayton Regenerativo foi o que apresentou maior eficiência ($\eta_{termoelétrica}$), com a menor vazão mássica de gás (\dot{m}_{syngas}) requerida para a geração de potência pré-determinada.

Tabela 4.9 – Variáveis calculadas para o Ciclo Brayton Regenerativo

Parâmetro	Valor	Unidade
\dot{V}_{syngas}	0,7101	Nm ³ s ⁻¹
ρ_{syngas}	1,157	kg m ⁻³
\dot{m}_{syngas}	0,8214	kg s ⁻¹
\dot{Q}_{comb}	3462	kJ kg ⁻¹
\dot{m}_{ar}	2,596	kg s ⁻¹
AC	3,161	-
\dot{W}_c	971,2	kW
\dot{W}_t	2454	kW
BWR	0,3957	-
r_p	11	-
ϵ	80	%
η_{term}	42,85	%
η_{ge}	83,33	%
\dot{W}_{ge}	1236	kW
$\eta_{termoelétrica}$	35,71	%

* valores de r_p e \dot{W}_{ge} pré-ajustados no algoritmo computacional

Tabela 4.10 – Propriedades Termodinâmicas do Ciclo Brayton Regenerativo

Ponto	T	P	h	s	v	hi	si
	°C	bar	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	m ³ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
1	30	1	303,5	6,881	0,8702	-	-
2	392,9	11	677,6	7	0,1746	602,7	6,881
3	1304	11	1732	7,987	0,4128	-	-
4	697,9	1	1014	8,104	2,789	906,4	7,987
5	637,9	11	946,5	7,343	0,2387	-	-
6	514,9	1	809,4	7,871	2,263	-	-

Apesar da maior eficiência encontrada, uma avaliação mais criteriosa e dotada de mais informações específicas de equipamentos de geração de energia deve ser realizada para a implementação desse ciclo de potência em usinas.

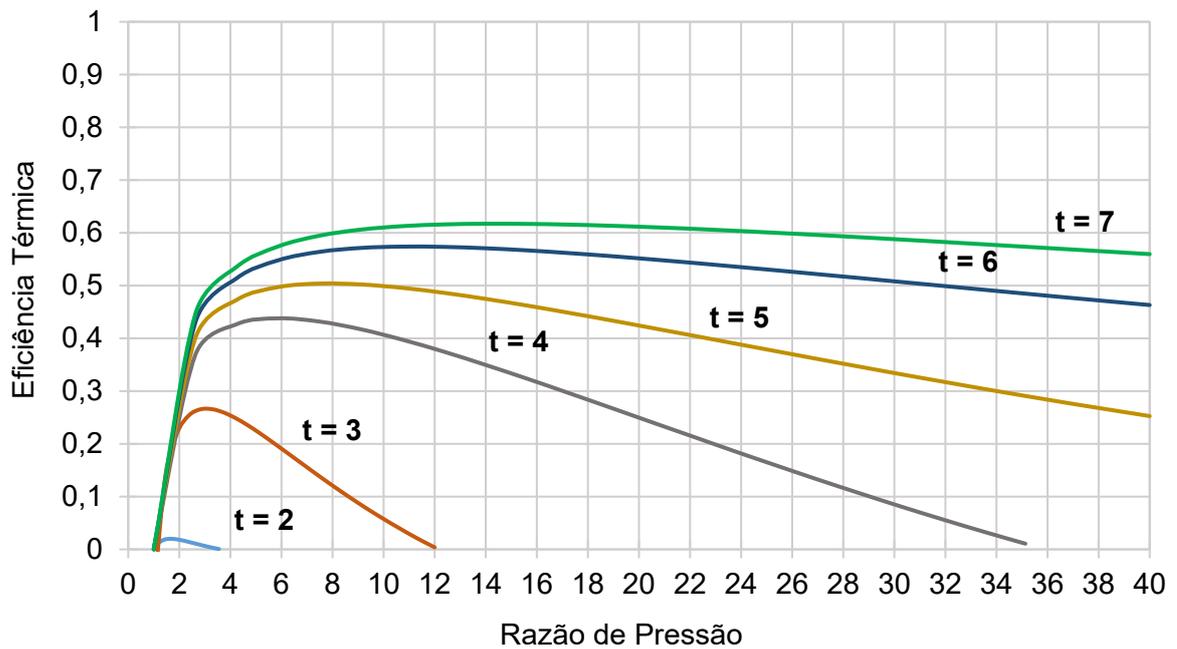


Figura 4.12 – Eficiência térmica em função da razão de pressão para o Ciclo Brayton Regenerativo

4.4.5. Ciclo Combinado Gás-Vapor

Para o desenvolvimento do Ciclo Combinado Gás-Vapor (Fig. 3.12), partiu-se do princípio de que a energia elétrica produzida no gerador movido pela turbina a gás (\dot{W}_{ge1}) fosse equivalente à do Ciclo Brayton Simples, ou seja, 1236 kW. Esse valor será acrescido da energia elétrica produzida pelo ciclo a vapor (\dot{W}_{ge2}), oriunda do reaproveitamento energético dos gases de exaustão da turbina a gás, resultando na energia elétrica total produzida pelo ciclo combinado (\dot{W}_{ge}).

Portanto, conforme os cálculos descritos no Capítulo III, as Tabs. 4.11 e 4.12 apresentam os parâmetros de interesse calculados, bem como as propriedades termodinâmicas dos pontos analisados, respectivamente.

A vazão mássica de gás de síntese (\dot{m}_{syngas}), como esperado, foi adotada como equivalente à do Ciclo Brayton Simples.

A temperatura de exaustão (T_9), da caldeira de recuperação de calor, foi baixa, o que demonstra que o processo utilizado tem vantagens quanto ao aproveitamento energético geral da energia fornecida à UTGE.

Tabela 4.11 – Variáveis calculadas para o Ciclo Combinado

Parâmetro	Valor	Unidade
\dot{V}_{syngas}	0,839	Nm ³ s ⁻¹
ρ_{syngas}	1,157	kg m ⁻³
\dot{m}_{syngas}	0,9705	kg s ⁻¹
\dot{Q}_{comb}	4090	kJ kg ⁻¹
\dot{m}_{ar}	2,285	kg s ⁻¹
AC	2,355	-
\dot{W}_c	854,8	kW
\dot{W}_{tg}	2338	kW
\dot{W}_{tv}	408,2	kW
BWR	0,3656	-
η_{term}	46,14	%
η_{ge}	83,33	%
\dot{W}_{ge1}	1236	kW
\dot{W}_{ge2}	336,8	kW
\dot{W}_{ge}	1573	kW
$\eta_{termoelétrica}$	38,45	%

* valor de \dot{W}_{ge1} pré-ajustado no algoritmo computacional

Tabela 4.12 – Propriedades Termodinâmicas do Ciclo Combinado

Ponto	T	P	h	s	v	h_i	s_i	x
	°C	bar	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	m ³ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	-
1	45,81	0,1	191,8	0,6492	0,00101	-	-	líquido comprimido
2	46,12	42	196,8	0,6515	0,001009	196	0,6492	líquido comprimido
3	420	42	3258	6,814	0,07229	-	-	vapor superaquecido
4	45,81	0,1	2301	7,263	0,07229	2158	6,814	0,8818
5	30	1	303,5	6,881	0,8702	-	-	-
6	392,9	11	677,6	7	0,1746	602,7	6,881	-
7	1304	11	1732	7,987	0,4128	-	-	-
8	697,9	1	1014	8,104	2,789	906,4	7,987	-
9	235,5	1	512,4	7,406	1,461	-	-	-

De acordo com os parâmetros apresentados na Tab. 4.11, houve aumento de aproximadamente 2 % nas eficiências térmica (η_{term}) e termoelétrica ($\eta_{termoelétrica}$) com relação ao ciclo Brayton Regenerativo. Para aplicação prática desse processo deve-se fazer uma avaliação da viabilidade de custos e *payback* envolvidos, uma vez que a quantidade de máquinas e equipamentos é bem maior que dos outros ciclos já descritos e sua implantação de maior valor agregado. Portanto, o aumento de 2 % é significativo do ponto de vista de aproveitamento termodinâmico, porém, pode não ser viável economicamente para as instalações da UTGE devido às particularidades do processo.

4.4.6. Ciclo Otto

O ciclo Otto foi analisado de acordo com os parâmetros de entrada (Tab. 3.6) baseados nas informadas por catálogo do fabricante do motor *Jenbacher Type-4 J420* (Tab. 3.5), por meio do procedimento descrito no Capítulo III.

Segundo alguns trabalhos da literatura, os motores de combustão interna que utilizam gás de baixo poder calorífico como combustível são, em geral, motores originalmente à diesel adaptados para o ciclo Otto, uma vez que aqueles são motores de maior tamanho, tornando-os adequados para maiores quantidades de mistura ar-combustível admitidas. Assim, algumas adaptações são feitas nesses equipamentos para sua operação com o gás de síntese. As principais modificações consistem no aumento do volume da câmara de combustão, eliminação do sistema de injeção de diesel, implementação dos sistemas de suprimento de ar (turbo-compressor) e de gás de síntese e de sensores (GAMIÑO e AGUILLÓN, 2010).

Assim, para uso dos dados do motor *Jenbacher Type-4 J420* (Tab. 3.5), prosseguiu-se inicialmente com um ajuste da pressão de admissão da mistura ar-combustível. Portanto, inicialmente procedeu-se no algoritmo computacional com um ajuste paramétrico para a avaliação da pressão de admissão (P_1), conforme as Figs. 3.13 e 3.14. A técnica utilizada consistiu em ajustar o trabalho líquido termodinâmico calculado conforme indicado em $Wliq_{indicado2}$ ao trabalho líquido experimental ($Wliq_{indicado1}$), calculado a partir dos parâmetros da Tab. 3.5, ou seja:

$$Wliq_{indicado1} = PME.Vt \quad [kJ]$$

$$Wliq_{indicado2} = Nc.m.(Q_h - |Q_l|) \quad [kJ]$$

$$Wliq_{indicado1} = Wliq_{indicado2}$$

A Tab. 4.13 apresenta o ajuste paramétrico em que se determinou a pressão de entrada (P_1) na admissão do ciclo, conforme a relação proposta para o trabalho líquido do ciclo. Por esse procedimento, a referida pressão calculada assume o valor de 300,1 kPa, que foi utilizada para a obtenção de todos as variáveis e dados a seguir apresentadas.

Tabela 4.13 – Iterações para obtenção da pressão de admissão

Iteração	P_1	$W_{liq_{indicado1}}$	$W_{liq_{indicado2}}$
	kPa	kJ	kJ
1	294	104,6	102,5
2	295,2	104,6	103
3	296,4	104,6	103,4
4	297,7	104,6	103,8
5	298,9	104,6	104,2
6	300,1	104,6	104,6
7	301,3	104,6	105,1
8	302,6	104,6	105,5
9	303,8	104,6	105,9
10	305	104,6	106,3

Assim, a modelagem do ciclo Otto Isentrópico retornou valores coerentes com a literatura. A Fig. 4.13 foi construída para fins de comparação com a literatura (Fig. 3.15) e revela que a modelagem realizada do ciclo Otto Isentrópico foi consistente.

As Tabs. 4.14 e 4.15 indicam as principais variáveis calculadas, além das propriedades termodinâmicas dos pontos analisados, respectivamente.

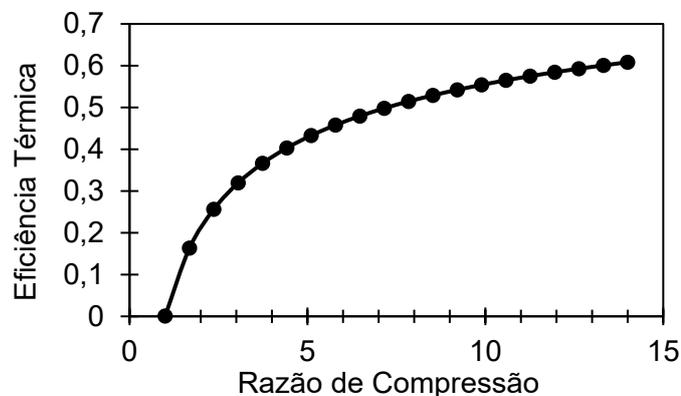


Figura 4.13 – Eficiência térmica do ciclo em função da razão de compressão

Assim como nos ciclos a gás (Brayton) analisados, a temperatura de exaustão dos gases (T_4) também assumem valores altos, cuja energia térmica poderia ser aproveitada com a implementação de um ciclo a vapor, por exemplo, ou utilizada diretamente em cogeração. O motor analisado, em particular, tem a possibilidade de utilização dessa energia térmica não aproveitada. Em sua possível aplicação na UTGE citada no presente trabalho, essa energia poderia ser aproveitada para aquecimento do ar de entrada no reator de gaseificação, ou mesmo na secagem de CDR na LPRS.

As Figs. 4.14 e 4.15 representam os pontos calculados do ciclo nos diagramas P-v e T-s, respectivamente (ÇENGEL e BOLES, 2007).

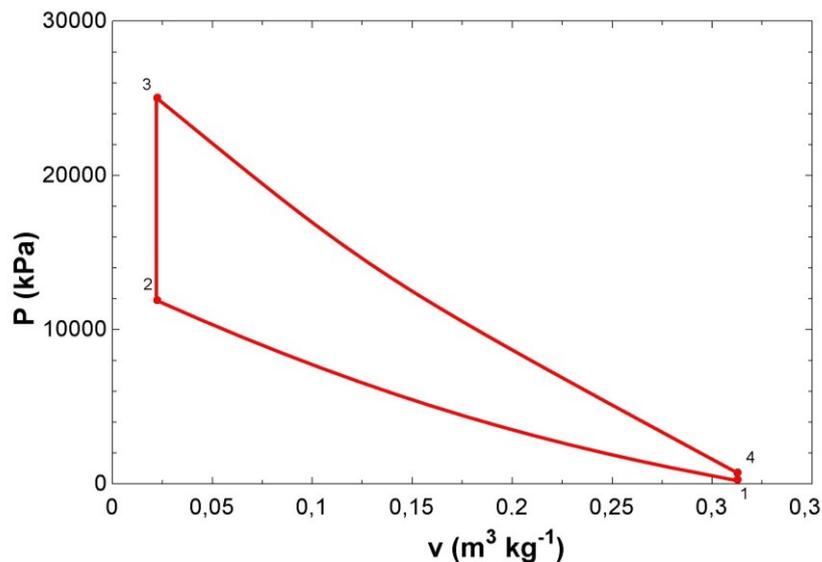


Figura 4.14 – Diagrama pressão-volume específico do ciclo Otto Isentrópico

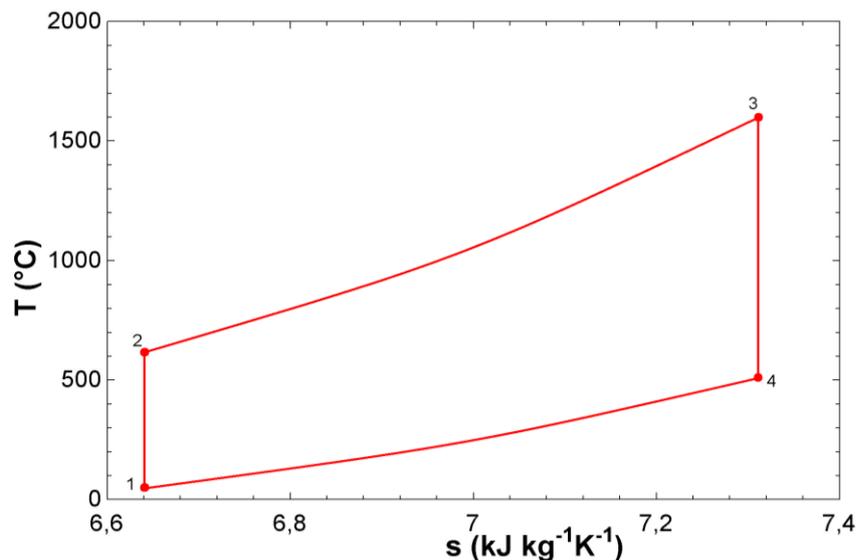


Figura 4.15 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo Otto Isentrópico

Da mesma forma que no modelo anterior, ou seja, por meio dos parâmetros definidos (Tab. 3.6) pelas características do motor adotado (Tab. 3.5), o ciclo Otto Politrópico foi calculado assumindo-se, inicialmente, a admissão aspirada. Apesar de o algoritmo admitir a implementação de uma admissão eventualmente sobrealimentada, os cálculos decorrentes da análise desse ciclo foram realizados segundo essa condição. Os principais parâmetros calculados e as propriedades de cada ponto analisado foram mostrados nas Tabs. 4.14 e 4.15, respectivamente.

Na modelagem em questão, a Fig. 4.16 revela que a razão de compressão adotada afeta significativamente o parâmetro teórico de eficiência térmica (η_{term}).

Tabela 4.14 – Variáveis calculadas para o Ciclo Otto Politrópico

Parâmetro	Valor	Unidade
\dot{V}_{syngas}	0,6865	Nm ³ s ⁻¹
ρ_{syngas}	1,157	kg m ⁻³
\dot{m}_{syngas}	0,7942	kg s ⁻¹
\dot{m}_{ar}	1,094	kg s ⁻¹
\dot{m}_{mist}	1,888	kg s ⁻¹
r	14	-
Q_h	1635	kJ kg ⁻¹
Q_l	-654,1	kJ kg ⁻¹
AC	1,377	-
PME	3815	kPa
$\dot{W}_{teórica}$	3719	kW
$\dot{W}_{indicada}$	1748	kW
$\dot{W}_{efetiva}$	1573	kW
\dot{W}_{ge}	1416	kW
η_{mec}	90	%
η_{ge}	90	%
η_{carnot}	75,41	%
η_{term}	60,00	%
η_{motor}	42,3	%

* valores de \dot{W}_{ge} pré-ajustados no algoritmo computacional

O ciclo Otto Politrópico, no qual os processos de compressão e expansão são aproximados com uma curva exponencial por meio do coeficiente politrópico ($n = 1,35$), é o que melhor se aproxima de um motor real, em comparação com o Otto Isentrópico. Os resultados nesta modelagem também representam valores coerentes e, por essas razões, foi o modelo adotado para as análises adiante.

Tabela 4.15 – Propriedades Termodinâmicas do Ciclo Otto Politrópico

Ponto	T	P	h	u	s	v
	°C	kPa	kJ kg^{-1}	kJ kg^{-1}	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
1	50	300,1	323,7	231	5,465	0,3091
2	125,9	10581	400,3	285,8	4,655	0,02208
3	1041	17087	1413	1036	5,814	0,02208
4	413,4	484,6	699,1	502,1	6,023	0,3091

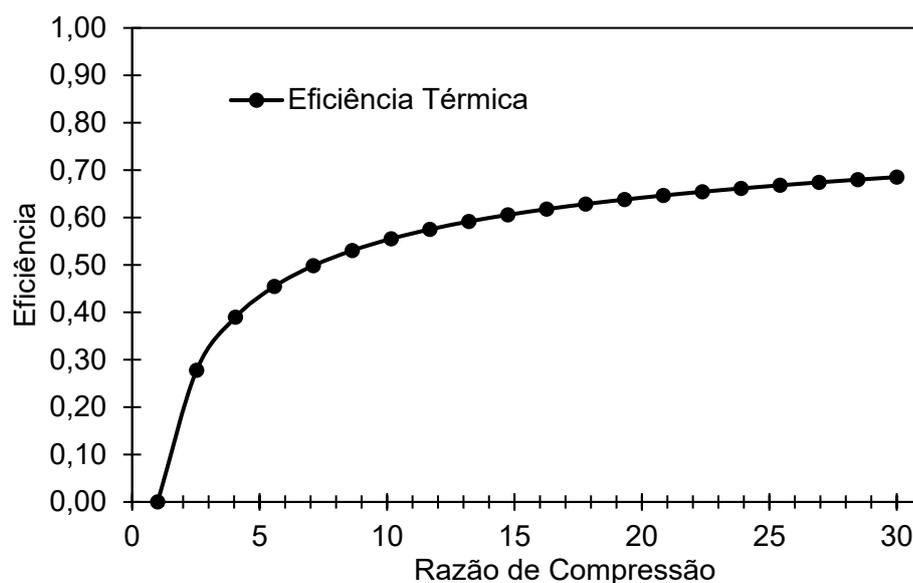


Figura 4.16 – Eficiências calculadas em função da razão de compressão

A Fig. 4.17 apresenta a variação da eficiência do processo em função do coeficiente politrópico, adotado como sendo de igual valor para os processos de compressão e expansão, no intervalo de 1,30 a 1,37. Esse resultado apresenta a relação de proporcionalidade que há entre o aumento desse coeficiente e as eficiências analisadas. Na faixa analisada, verifica-se que a eficiência do motor (η_{motor}) sofre alterações significativas em função do coeficiente politrópico adotado. Assim, o valor adotado para esse coeficiente, de 1,35, foi o mais adequado para a modelagem proposta.

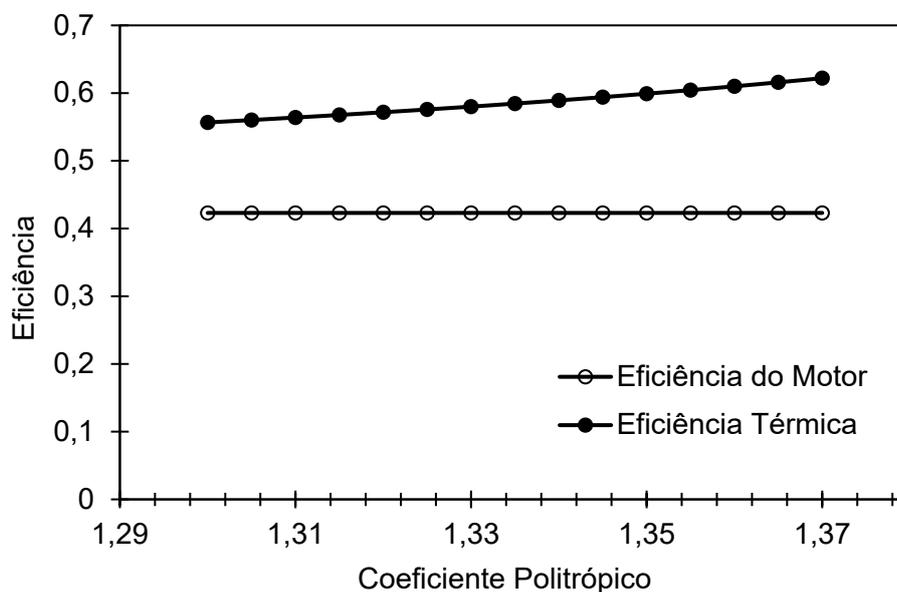


Figura 4.17 – Eficiências calculadas em função do coeficiente politrópico

4.4.7. Comparativo dos Ciclos de Potência

Por fim, foi realizada a análise comparativa entre todos os ciclos avaliados no presente trabalho. A Tab. 4.16 apresenta os principais resultados para essa finalidade.

Conforme descrito em seções anteriores, buscou-se manter a potência elétrica gerada (\dot{W}_{ge}) nos ciclos analisados e também introduzir, quando possível, informações de fabricantes dos equipamentos. Assim, a partir da potência gerada no ciclo Rankine Regenerativo, em que se obteve maior eficiência que no ciclo Rankine Simples, foi utilizada como dado de entrada nos ciclos Brayton Simples, Regenerativo e no ciclo a gás do ciclo Combinado.

Tabela 4.16 - Parâmetros para comparação entre os ciclos analisados

Ciclo	η_{term} (%)	$\eta_{termoelétrica}$ (%)	\dot{m}_g (kg s ⁻¹)	\dot{W}_{ge} (kW)
<i>Rankine Simples</i>	31,13	26,04	1,1	1274
<i>Rankine Regenerativo</i>	33,03	27,63	1,005	1236
<i>Brayton Simples</i>	36,26	30,22	0,9705	1236
<i>Brayton Regenerativo</i>	42,85	35,71	0,8214	1236
<i>Ciclo Combinado</i>	46,14	38,45	0,9705	1573
<i>Ciclo Otto</i>	60,00	42,3	0,7942	1416

A Tab. 4.16 apresenta a vazão mássica de gás de síntese ($\dot{m}_{syn\,gas}$) necessária para a geração de potência elétrica, bem como as eficiências térmica e termoelétrica (eficiência do motor, nos casos de Ciclo Otto) em cada ciclo.

Com exceção do motor de Ciclo Otto apresentado, o ciclo de maior eficiência analisado foi o ciclo Combinado gás-vapor. Visto que se trata de um ciclo com melhor aproveitamento energético do combustível e dos gases de exaustão gerados. Usualmente, as usinas de geração de energia elétrica com fontes combustíveis gasosos sempre utilizam da combinação de ciclos gás-vapor. O ciclo Brayton, em geral, não é utilizado separadamente devido à alta temperatura dos gases de escape das turbinas a gás. Por outro lado, o ciclo Rankine é utilizado isoladamente em usinas termoelétricas de fontes como as de biomassa (ex.: bagaço-de-cana, cavaco de madeira).

No presente trabalho, a aplicação do gás de síntese produzido na UTGE é, basicamente, restringida pelas condições de operação (temperaturas e pressões) e equipamentos (controle, disponibilidade e manutenção nacional). Logo, a ausência de tecnologia nacional na área de turbinas a gás e motores Otto para gases de baixo poder calorífico inviabiliza a aplicação de tais ciclos na UTGE.

No Brasil, existem alguns fabricantes de motores originalmente a diesel modificados para operação com gases, porém com baixíssimas eficiências e carência de garantias quando a confiabilidade operacional. Com relação ao motor de ciclo Otto analisado no presente trabalho, da *General Electric* é um motor de alta eficiência que apresenta, contudo, alto custo de manutenção. Esse foi o único fabricante, de origem estrangeira, que apresenta a linha de motores *Jenbacher*, compatível com a finalidade de geração de energia com gases de baixo poder calorífico. Isso implica baixa disponibilidade de mercado, acarretando altos custos de aquisição e manutenção. Além disso, os motores de combustão interna apresentam tipicamente altas taxas de manutenção devido ao grande número de peças móveis, inerentes ao equipamento.

A aplicação de gases heterogêneos em turbinas a gás é complexa, uma vez que há variação de poder calorífico e densidade do mesmo. Além disso, o gás de síntese analisado no presente trabalho pode conter partículas nocivas aos elementos mecânicos desses equipamentos de combustão interna.

Arena (2012) reuniu informações a respeito da eficiência elétrica geral de plantas de gaseificação com a aplicação do gás de síntese produzido em turbina a vapor, turbina a gás e motor de combustão interna (Tab. 4.17). Em comparação com os resultados obtidos no presente trabalho, apesar da alta eficiência térmica do ciclo Brayton (η_{term}) e de sua vantagem quando em ciclo combinado gás-vapor, sua aplicação requer alto padrão de limpeza do gás

combustível. Com relação à aplicação do gás de síntese em motores de combustão interna, Arena (2012) também relatou a escassa disponibilidade no mercado desses equipamentos para tal aplicação.

Tabela 4.17 – Algumas características levantadas no comparativo dos ciclos de potência aplicados a plantas de gaseificação (Adaptado de ARENA, 2012 e ARENA et al., 2011).

Conversão	Eficiência termoeétrica real	Vantagens	Desvantagens
Turbina a vapor	15-24%	<ul style="list-style-type: none"> • Combustão externa • Alta disponibilidade quanto à manutenção • Maior trabalho específico (kJ kg^{-1}) 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto custo • Requer maior espaço físico de instalações
Turbina a gás	20-30%	<ul style="list-style-type: none"> • Alta eficiência termoeétrica • Equipamento compacto 	<ul style="list-style-type: none"> • Componentes da turbina expostos aos produtos da combustão • Requer sistemas modernos de limpeza do gás de síntese
Motor de combustão interna	20-30%	<ul style="list-style-type: none"> • Menor custo • Alta durabilidade e confiabilidade 	<ul style="list-style-type: none"> • Exposição à combustão • Requer maior manutenção • Baixa disponibilidade no mercado

Com relação ao ciclo a vapor, a grande vantagem apresentada é devido à combustão externa do gás de síntese, que confere maior robustez e flexibilidade ao processo de geração de vapor. A eventual presença de elementos químicos contaminantes e alcatrão oriundos da gaseificação não compromete a continuidade da queima e da geração de vapor. Os transtornos causados por esses indesejáveis podem ser contornados pela efetiva manutenção e limpeza dos componentes. Também, o baixo PCI do *syngas* é compensado pelo aumento proporcional de sua vazão na caldeira.

Portanto, dentre as alternativas supracitadas, deve-se selecionar o ciclo a vapor que apresentou maior eficiência termoeétrica no processo de geração de energia elétrica: Ciclo Rankine Regenerativo.

Os algoritmos no presente trabalho, apesar de terem sido desenvolvidos sob certas hipóteses simplificadoras, adoção de constantes arbitrárias e informações de literatura

referente a idealizações, representam de forma consistente os ciclos de potência. Porém, podem ser melhorados pela implementação de novas informações técnicas dos equipamentos e condições assumidas, dados de fabricantes, além de dados operacionais da UTGE que possam ser retroalimentados nos algoritmos.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

Neste trabalho, buscou-se o entendimento das características do gás produzido pelo processo de gaseificação em leito fluidizado circulante em escala industrial, suas particularidades e sua aplicação na recuperação energética. Assim, foi realizada a modelagem termodinâmica de gás de síntese de combustível derivado de resíduos sólidos urbanos e simulações em ciclos de potência a gás e vapor. Também foram brevemente descritos o processo da LPRS, o sistema de gaseificação da UTGE de Boa Esperança-MG e as análises químicas experimentais do gás de síntese produzido.

Foram realizados os cálculos estequiométricos e o cálculo do PCI, densidade e temperatura adiabática de chama do gás de síntese, informações essas que foram utilizadas nas simulações de aplicação desse combustível em ciclos de potência a gás e a vapor para geração de energia elétrica.

Com relação às análises de composição do gás de síntese com a finalidade de melhor compreensão quanto ao uso do *syngas*, identificou-se que as eventuais variações no percentual volumétrico dos componentes químicos presentes no *syngas* afetam significativamente os parâmetros de PCI, densidade e temperatura adiabática de chama do *syngas*. As espécies CO, CH₄, C₂H₄ e H₂ foram as que apresentaram maior influência nesses parâmetros. Quanto a análise dos gases de maior cadeia carbônica, entre C₄H₁₀ a C₆H₁₄, verificou-se que essas concentrações foram altamente significativas nos parâmetros de PCI, as quais devem ser rigorosamente monitoradas no processo por afetarem a utilização do *syngas* como combustível.

Na aplicação do *syngas* produzido na UTGE nos ciclos a vapor (Rankine) observou-se que esses foram os processos que apresentaram menores eficiências na conversão de energia, que levam a um consumo maior de gás combustível. Os ciclos a gás (Brayton) analisados apresentaram eficiências maiores que aqueles a vapor, com destaque para o Ciclo Brayton Regenerativo, com eficiência de 35,71 %. Contudo, a utilização do gás de síntese proveniente da gaseificação de CDR em turbinas a gás é bastante complexa devido às particularidades desse gás, conforme discutido no capítulo anterior. Há, portanto, a

necessidade de maiores desenvolvimentos de estudos desse tipo de equipamento para operação nessas situações.

As maiores eficiências observadas nas análises foram na aplicação do *syngas* em motores de ciclo Otto, especificamente do motor da linha *Jenbacher*, da fabricante *General Electric*. Esses motores apresentam grandes vantagens relativas à sua confiabilidade. Entretanto, sua baixa disponibilidade no mercado e alto custo de equipamento e de manutenção torna sua aplicação desfavorável na produção de energia elétrica em escala industrial da UTGE.

Com bases nas informações do reator termoquímico de gaseificação e da UTGE de Boa Esperança-MG, conclui-se pelas análises termodinâmicas realizadas que o Ciclo Combinado Gás-Vapor foi o ciclo de potência que apresentou alta eficiência na conversão de energia para essa aplicação. Entretanto, sua adequada aplicação depende de outros fatores técnicos e econômicos que não foram analisados no presente trabalho, como disponibilidade e custos das máquinas e equipamentos envolvidos (sobretudo turbina a gás adequada para o gás de síntese) e *payback* das instalações da usina. Por outro lado, é um ciclo já amplamente utilizado em usinas de grande porte para combustíveis de alto poder calorífico.

Assim, a aplicação do Ciclo Rankine Regenerativo apresenta-se como a solução mais viável para a UTGE em questão, uma vez que tem boa flexibilidade operacional graças à robustez do processo quando da queima do gás de síntese para geração de vapor. Apesar de a eficiência desse ciclo ser significativamente inferior que a do Ciclo Combinado Gás-Vapor, é satisfatório do ponto de vista ambiental, eliminando grande parte do passivo gerado pelo RSU.

O algoritmo desenvolvido no presente trabalho possibilita a automatização de softwares que possam ser utilizados no desenvolvimento de máquinas e equipamentos relacionados ao setor, além de auxiliar no controle operacional do processo de conversão de RSU em energia elétrica na UTGE.

A presente análise contribui para o desenvolvimento da linha de pesquisa em gaseificação de RSU, desenvolvimento de tecnologias relacionadas às energias renováveis e para melhorias quando da seleção e dimensionamento de equipamentos da UTGE.

A tecnologia de gaseificação de CDR em leito fluidizado circulante brevemente descrita no presente trabalho apresenta-se como uma solução viável para a redução da poluição ambiental e aproveitamento devido a geração de energia elétrica por meio de ciclo de potência.

Esse trabalho também evidencia a importância de avaliar alternativas para o tratamento de resíduos sólidos urbanos em escala industrial visando a redução de impactos ambientais da ação humana e recuperação energética.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A contribuição científica do presente trabalho consiste no melhor entendimento do gás de síntese oriundo da gaseificação de Combustível Derivado de Resíduos Sólidos Urbanos, suas particularidades como um gás combustível e sua aplicação em ciclos de potência com a finalidade de geração de energia elétrica. Esse estudo tem sua importância justificada segundo a problemática apresentada no Capítulo I sob a perspectiva de cooperar com as pesquisas relacionadas ao desenvolvimento sustentável e recuperação energética.

Assim, sugere-se para continuação e desenvolvimento de linhas de pesquisa envolvendo a gaseificação de CDR as seguintes alternativas:

- Executar análise exergetica do processo de conversão de energia acompanhada de análise técnico-econômica para melhor compreensão da utilização da tecnologia de gaseificação como alternativa às energias renováveis quando comparadas com outros métodos de transformação energética (solar, fotovoltaica, etc), de modo a levantar vantagens e desvantagens de diferentes vias na geração elétrica.
- Empregar o algoritmo desenvolvido em sistemas de operação e controle da UTGE para acompanhamento em tempo real quando da produção e utilização do gás de síntese.
- Implementação do algoritmo em software para melhor análise, por exemplo, dos processos de compressão e expansão de mistura combustível no ciclo Otto. Incluir na modelagem perdas térmicas devido a troca de calor com as paredes dos cilindros e coeficiente politrópico (n) variável em função da temperatura.
- Realização de parceria com fabricantes e/ou desenvolvedores de equipamentos de geração de energia elétrica (turbinas a gás e geradores) com a aplicação de gás combustível heterogêneo de baixo poder calorífico. Assim, possibilita-se o desenvolvimento de turbinas a gás para operação complexa.
- Melhorar o algoritmo desenvolvido no presente trabalho a fim de se acrescentar os aspectos reais relativos às instalações da UTGE como perda de carga nos ciclos de potência, perdas em tubulações e componentes, modelagem de câmara de combustão, perdas térmicas, etc.

- Estudar possibilidades para a implantação do Ciclo Combinado Gás-Vapor de forma viável na UTGE, incluindo análises financeiro-econômicas.
- Avaliar alternativas para melhorar o reaproveitamento energético geral da planta, como utilização dos gases de exaustão de caldeiras e máquinas geradoras em processos diversos de utilidades na planta (ex.: aquecimento de água).

CAPÍTULO VI

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALAMO, G.; HART, A.; GRIMSHAW, A.; LUNDSTROM, P. Characterization of syngas produced from MSW gasification at commercial-scale ENERGOS Plants. **Waste Management**. v. 32, p. 1835-1842, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2012.04.021>

ANIS, S.; ZAINAL, Z. A. Tar reduction in biomass producer gas via mechanical, catalytic and thermal methods: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 15, p. 2355-2377, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.02.018>

ARENA, U. Process and technological aspects of municipal solid waste gasification. A review. **Waste Management**. v. 32, p. 625-639, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2011.09.025>

ARENA, U.; ZACCARIELLO, L.; MASTELLONE, M. L. Fluidized bed gasification of waste-derived fuels. **Waste Management**. v. 30, p. 1212-1219, 2010.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2010.01.038>

ASADULLAH M. Barriers of commercial power generation using biomass gasification gas: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 29, p. 201-215, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.074>

ASTRUP, T. F.; TONINI, D.; TURCONI, R.; BOLDRIN, A. Life cycle assessment of thermal Waste-to-Energy technologies: Review and recommendations. **Waste Management**. v. 37, p. 104-115, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2014.06.011>

ASTRUP, T.F.; TONINI, D.; TURCONI, R.; BOLDRIN, A. Life cycle assessment of thermal Waste-to-Energy technologies: Review and recommendations. **Waste Management**. v. 37, p. 104-115, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2014.06.011>

BAI, Z.; LIU, Q.; GONG, L.; LEI, J. Investigation of a solar-biomass gasification system with the production of methanol and electricity: Thermodynamic, economic and off-design operation. **Applied Energy**. v. 243, p. 91-101, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.132>

BARBA, D.; PRISCIANDARO, M.; SALLADINI, A.; MAZZIOTTI DI CELSO, G. The Gibbs Free Energy Gradient Method for RDF gasification modelling. **Fuel**. v. 90, p. 1402-1407, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.12.022>

BARROS, M., R.; FILHO, G., L., T.; SILVA, T. R. The electric energy potential of landfill biogas in Brazil. **Energy Policy**. v. 65, p. 150-164, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.10.028>

BASU, P. **Combustion and Gasification in Fluidized Beds**. 1th ed. Taylor & Francis Group, LLC; 2006.

<https://doi.org/10.1201/9781420005158>

BASU, P. **Biomass Gasification and Pyrolysis: Practical Design and Theory**. 1th ed. Elsevier; 2010.

BEGUM, S.; RASUL, M. G.; CORK, D.; AKBAR, D. An experimental investigation of solid waste gasification using a large pilot scale waste to energy plant. **Procedia Engineering**. v. 90, p. 718-724, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.802>

BEHREND, P.; KRISHNAMOORTHY, B. Considerations for waste gasification as an alternative to landfilling in Washington state using decision analysis and optimization. **Sustainable Production and Consumption**. v. 2, p. 170-179, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.spc.2017.07.004>

BEHRENDT, F.; NEUBAUER, Y.; OEVERMANN, M.; WILMES, B.; ZOBEL, N. Direct Liquefaction of Biomass. **Chemical Engineering Technology**. v. 31, n.5, p. 667-677, 2008.

<https://doi.org/10.1002/ceat.200800077>

BHOI, P.R.; HUHNKE, R.L.; KUMAR, A.; INDRAWAN, N.; THAPA, S. Co-gasification of municipal solid waste and biomass in a commercial scale downdraft gasifier. **Energy**. v. 163, p. 513-518, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.151>

BIENTINESI, M.; PETARCA, L. Comparative environmental analysis of waste brominated plastic thermal treatments. **Waste Management**. v. 29, p. 1095-1102, 2009.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2008.08.004>

CASADEMONT, P.; CARDOZO-FILHO, L.; MEURER, E.; SÁNCHEZ-ONETO, J.; PORTELA, J. R. Gasification of olive oil mill waste by supercritical water in a continuous reactor. **The Journal of Supercritical Fluids**. v. 142, p. 10-21, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.supflu.2018.06.001>

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Livro. 5ª Edição. Editora McGraw-Hill Brasil. 2007.

CHANG, C. T.; COSTA, M.; LA VILLETТА, M.; MACALUSO, A.; PIAZZULLO, D.; VANOLO, L. Thermo-economic analyses of a Taiwanese combined CHP system fuelled with syngas from rice husk gasification. **Energy**. v. 167, p. 766-780, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.012>

CHANPHAVONG, L.; ZAINAL, Z. A. Characterization and challenge of development of producer gas fuel combustor: A review. **Journal of the Energy Institute**. *In Press*, p. 1-14, 2018.

CORRÊA JR., P. S. P.; ZHANG, J.; SILVA LORA, E. E.; ANDRADE, R. V.; MELLO E PINTO, L. R.; RATNER, A. Experimental study on applying biomass-derived syngas in a microturbine. **Applied Thermal Engineering**. v. 146, p. 328-337, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.123>

COUTO, N.; ROUBOA, A.; SILVA, V.; MONTEIRO, E.; BOUZIANE, K. Influence of the biomass gasification processes on the final composition of syngas. **Energy Procedia**. v. 36, p. 596-606, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.07.068>

COUTO, N. D.; SILVA, V.B.; ROUBOA, A. Assessment on steam gasification of municipal solid waste against biomass substrates. **Energy Conversion and Management**. v. 124, p. 92-103, 2016.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.077>

CUCCHIELLA, F.; D'ADAMO, I.; GASTALDI, M. Sustainable waste management: Waste to energy plant as an alternative to landfill. **Energy – Conversion and Management**. v. 131, p. 18-31, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.012>

CUCCHIELLA, F.; D'ADAMO, I.; GASTALDI, M. Strategic municipal solid waste management: A quantitative model for Italian regions. **Energy – Conversion and Management**. v. 77, p. 709-720, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.024>

DAMBROSIO, L.; MICERA, R.; FORTUNATO, B.; TORRESI, M. Multi-Objective Optimization of a Combined Power Plant Fueled by Syngas Produced in a Downdraft Gasifier. **Energy Procedia**. v. 148; p. 1050-1057, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.055>

DOUMER, M. E.; ARÍZAGA, G. G. C.; SILVA, D. A.; YAMAMOTO, C. I.; NOVOTNY, E. H.; SANTOS, J. M.; SANTOS, L. O.; WISNIEWSKI JR., A.; ANDRADE, J. B.; MANGRICH, A. S. Slow pyrolysis of different Brazilian waste biomasses as sources of soil conditioners and energy, and for environmental protection. **Journal of Analytical and Applied Pyrolysis**. v. 113, p. 434-443. 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.jaap.2015.03.006>

DUCHARME, C.; THEMELIS, N. Analysis of Thermal Plasma - Assisted Waste-to-Energy Processes. NAWTEC18-3582. **Proceeding of the 18th Annual North American Waste-to-Energy Conference**. Orlando, Florida, USA. 2010.

<https://doi.org/10.1115/NAWTEC18-3582>

EUROSTAT. **Statistics database**. Eurostat Luxembourg. 2016.

FABRY, F.; REHMET, C.; ROHANI, V.; FULCHERI, L. Waste Gasification by Thermal Plasma: A Review. **Waste Biomass Valor**. v. 4; p. 421-439, 2013.

<https://doi.org/10.1007/s12649-013-9201-7>

FARZAD, S.; MANDEGARI, M. A.; GÖRGEN, J. F. A critical review on biomass gasification, co-gasification, and their environmental assessments. **Biofuel Research Journal**. v. 12, p. 483-495, 2016.

<https://doi.org/10.18331/BRJ2016.3.4.3>

FILHO, P. P. **Os Motores a Combustão Interna**: para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. Belo Horizonte: Lemi. 1949.

FILHO, J. A. **Viabilidade Energética e Econômica da Incineração de Resíduo Sólido Urbano Considerando a Segregação para Reciclagem**. Dissertação. Universidade Estadual Paulista, UNESP. 2008.

FRAIA, S. D.; FIGAJ, R. D.; MASSAROTTI, N.; VANOLI, L. An integrated system for sewage sludge drying through solar energy and a combined heat and power unit fuelled by biogas. **Energy Conversion and Management**. v. 171, p. 587-603, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.018>

FREDA, C.; CORNACCHIA, G.; ROMANELLI, A.; VALERIO, V.; GRIECO, M. Sewage sludge gasification in a bench scale rotary kiln. **Fuel**. v. 212, p. 88-94, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.013>

GALINDO, A. L.; LORA, E. E.; ANDRADE, R. V.; GIRALDO, S. Y.; JAÉN, R. L.; COBAS, V. M. Biomass gasification in a downdraft gasifier with a two-stage air supply: Effect of operating conditions on gas quality. **Biomass & Bioenergy**. v. 61, p. 236-244, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2013.12.017>

GAMERO, M. P.; SANTAMARIA, J. A.; VALVERDE, J. L.; SÁNCHEZ, P.; SILVA, L. S. Three integrated process simulation using aspen plus®: Pine gasification, syngas cleaning and methanol synthesis. **Energy Conversion and Management**. v. 177, p. 416-427, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.088>

GAMIÑO, B.; AGUILLÓN, J. Numerical simulation of syngas combustion with a multi-spark ignition system in a diesel engine adapted to work at the Otto cycle. **Fuel**. v. 89; p. 581-591, 2010.

<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.06.030>

GEWALD, D.; SOKOS, K.; KARELLAS, S.; SPLIETHOFF, H. Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 16 p. 1779-1789, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.036>

GONZÁLEZ, A. M.; LORA, E. E. S.; PALACIO, J. C. E. Syngas production from oil sludge gasification and its potential use in power generation systems: An energy and exergy analysis. **Energy**. v. 169, p. 1175-1190, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.087>

GUNAMANTHA, M.; SARTO. Life cycle assessment of municipal solid waste treatment to energy options: Case study of KARTAMANTUL region, Yogyakarta. **Renewable Energy**. v. 41, p. 277-284, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.11.008>

GURGUL, A.; SZCZEPANIAK, W.; MALICKA, M. Z. Incineration and pyrolysis vs. steam gasification of electronic waste. **Science of the Total Environment**. v. 624, p. 1119-1124, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2017.12.151>

HATZILYBERIS, K. S. Design of an indirect heat rotary kiln gasifier. **Fuel Processing Technology**. v. 92, p. 2429-2454, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2011.08.004>

HAYERLY, M. R.; SCHULZ, T. C.; WHITMER, L. E.; FRIEND, A. J.; FUNKHOUSER, J. M.; SMITH, R. G.; YOUNG, M. K.; BROWN, R. C. Continuous solvent liquefaction of biomass in a hydrocarbon solvent. **Fuel**. v. 211, p. 291-300, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.072>

HELLWEG, S.; DOKA, G.; FINNVEDEN, G.; HUNGERBÜHLER, K. Assessing the Eco-efficiency of End-of-Pipe Technologies with the Environmental Cost Efficiency Indicator. **Journal of Industrial Ecology**. v. 9, n.4, p. 189-203, 2005.

<https://doi.org/10.1162/108819805775247864>

HOMDOUNG, N.; TIPPAYAWONG, N.; DUSSADEE, N. Performance and emissions of a modified small engine operated on producer gas. **Energy Conversion and Management**. v. 94, p. 286–92, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.078>

INDRAWAN, N.; THAPA, S.; BHOI, P. R.; HUHNKE, R. L.; KUMAR, A. Engine power generation and emission performance of syngas generated from low-density biomass. **Energy Conversion and Management**. v. 148 p. 593-603, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.066>

INFIESTA, L. R.; FERREIRA, C. R. N.; TROVÓ, A. G.; BORGES, V. L.; CARVALHO, S. R. Design of an industrial solid waste processing line to produce refuse-derived fuel. **Journal of Environmental Management**. v. 236, p. 715-719, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2019.02.017>

ISA, K. M.; ABDULLAH, T. A. T.; ALI, U. F. M. Hydrogen donor solvents in liquefaction of biomass: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 81, p. 1259-1268, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.006>

ISWA, 2017. **ISWA key issue paper on waste prevention, waste minimization and resource management**. International Solid Waste Association. Disponível em: <http://ec.europa.eu/environment/resource_efficiency/pdf/ISWA%20International%20Solid%20Waste%20Association.pdf>. Acesso em: 21/08/2018.

JAIN, S.; SHARMA, M.P. Power generation from MSW of Haridwar city: A feasibility study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 15, p. 69-90, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.09.007>

JEREMIÁŠ, M.; POHORELÝ, M.; SVOBODA, K.; SKOBLIA, S.; BENO, Z.; SYC, M. CO₂ gasification of biomass: The effect of lime concentration in a fluidized bed. **Applied Energy**. v. 217, p. 361-368, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.151>

KERN, S.; PFEIFER, C.; HOFBAUER, H. Gasification of wood in a dual fluidized bed gasifier: Influence of fuel feeding on process performance. **Chemical Engineering Science**. v. 90; p. 284-298, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.12.044>

KIM, Y. S.; LEE, J. J.; KIM, T. S.; SOHN, J. L. Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle. **Energy Conversion and Management**. v. 52, p. 2262-227, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.01.009>

KOPPATZ, S.; PFEIFER, C.; HOFBAUER, H. Comparison of the performance behavior of silica sand and olivine in a dual fluidized bed reactor system for steam gasification of biomass at pilot plant scale. **Chemical Engineering Journal**. v. 175, p. 468-483, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.cej.2011.09.071>

KUHN, J. N.; ELWELL, A. C.; ELSAYED, N. H.; JOSEPH, B. Requirements, techniques, and costs for contaminant removal from landfill gas. **Waste Management**. v. 63, p. 246-256, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.02.001>

KUMAR, A.; SAMADDER, S. R. A review on technological options of waste to energy for effective management of municipal solid waste. **Waste Management**. v. 69, p. 407-422, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.08.046>

KUNII, D.; LEVENSPIEL, O. **Fluidization Engineering**. Butterworth-Heinemann, USA, 2nd. Ed. 1991.

LACERDA, J. P. A. The History of the Dioxin issue in Brazil: From citrus pulp crisis to food monitoring (REVIEW). **Environment International**. v. 122, p. 11-20, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.envint.2018.11.016>

LAHIJANI, P.; ZAINAL, Z. A. Gasification of palm empty fruit bunch in a bubbling fluidized bed: A performance and agglomeration study. **Bioresource Technology**. v. 102, p. 2068-2076, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2010.09.101>

LAVAE, M. S. **Waste to Energy (WTE): Conventional and Plasma-assisted Gasification Experimental and Modeling Studies**. University of Waterloo. Waterloo, Ontario, Canada, 2013.

Lei 12.305, 2010. **Lei nº 12.305**, de 2 de Agosto de 2010. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2007-2010/2010/lei/l12305.htm>. Acesso em: 01/02/2019.

LEME, M. M. V.; ROCHA, M. H.; LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J.; LOPES, B. M.; FERREIRA, C. H. Techno-economic analysis and environmental impact assessment of energy recovery from Municipal Solid Waste (MSW) in Brazil. **Resources, Conservation and Recycling**. v. 87, p. 8-20, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2014.03.003>

LEMMENS, B.; ELSLANDER, H.; VANDERREYDT, I.; PEYS, K.; DIELS, L.; OOSTERLINCK, M.; JOOS, M. Assessment of plasma gasification of high caloric waste streams. **Waste Management**. v. 27, p. 1562-1569, 2007.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2006.07.027>

LESME-JAÉN, R.; GARCIA-FAURE, L.; OLIVA-RUIZ, L.; PAJARÍN-RODRÍGUEZ, J.; REVILLA-SUAREZ, D. Gasificación de biomasa para la generación de electricidad con motores de combustión interna: Eficiencia del processo . RTQ [online]. v. 36, n.2, p. 133-144. ISSN 2224-6185, 2016.

LI, Y.; ZHAO, X.; LI, Y.; LI, X. Waste incineration industry and development policies in China. **Waste Management**. v. 46, p. 234-241, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2015.08.008>

LIMA, N. K.; LOPES, A. R.; GUERRERO JR, P. G.; YAMAMOTO, C. I.; HANSEL, F. A. Determination of volatile organic compounds in eucalyptus fast pyrolysis bio-oil by full evaporation headspace gas chromatography. **Talanta**. v. 176, p. 47-51, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.talanta.2017.08.008>

LINO, F. A. M.; ISMAIL, K. A. R. Evaluation of the treatment of municipal solid waste as renewable energy resource in Campinas, Brazil. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**. v. 29, p. 19-25, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.06.011>

LOPES, E. J.; OKAMURA, L. A.; MARUYAMA, S. A.; YAMAMOTO, C. I. Evaluation of energy gain from the segregation of organic materials from municipal solid waste in gasification processes. **Renewable Energy**. v. 116, p. 623-629, 2018a.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.018>

LOPES, E. J.; QUEIROZ, N.; YAMAMOTO, C. I.; COSTA NETO, P. R. Evaluating the emissions from the gasification processing of municipal solid waste followed by combustion. **Waste Management**. v. 73, p. 504-510, 2018b.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.12.019>

LOPEZ, G.; ARTETXE, M.; AMUTIO, M.; ALVAREZ, J.; BILBAO, J.; OLAZAR, M. Recent advances in the gasification of waste plastics. A critical overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 82, p. 576-596, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.032>

LU, J.W.; ZHANG, S.; HAI, J.; LEI, M. Status and perspectives of municipal solid waste incineration in China: A comparison with developed regions. **Waste Management**. v. 69, p. 170-186, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.04.014>

LUZ, F. C.; ROCHA, M. H.; LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J.; ANDRADE, R. V.; LEME, M. M. V.; OLMO, O. A. Techno-economic analysis of municipal solid waste gasification for electricity generation in Brazil. **Energy Conversion and Management**. v. 103, p. 321-337, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.074>

MAKARICHI, L.; JUTIDAMRONGPHN, W.; TECHATO, K. The Evolution of waste-to-energy incineration: A review. **Renewable & Sustainable Energy Reviews**. v. 91, p. 812-821, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.088>

MALKOW, T. Novel and innovative pyrolysis and gasification technologies for energy efficient and environmentally sound MSW disposal. **Waste Management**. v. 24, p. 53-79, 2004.
[https://doi.org/10.1016/S0956-053X\(03\)00038-2](https://doi.org/10.1016/S0956-053X(03)00038-2)

MARTÍNEZ, J. D.; LORA, E. E. S.; ANDRADE, R. V.; JAÉN, R. L. Experimental study on biomass gasification in a double air stage downdraft reactor. **Biomass & Energy**. v. 35, p. 3465-3480, 2011.

MARTÍNEZ, J. D.; MAHKAMOV, K.; ANDRADE, R. V.; LORA, E. E. S. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. **Renewable Energy**. v. 38, p. 1-9, 2012.
<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2011.04.049>

MARTINS, J. Motores de Combustão Interna. Livro. Publindústria, Artes Gráficas. 2ª Ed. ISBN 972-8953-02-X, 2006.

MATERAZZI, M.; LETTIERI, P.; TAYLOR, R.; CHAPMAN, C. Performance analysis of RDF gasification in a two stage fluidized bed–plasma process. **Waste Management**. v. 47, p. 256-266, 2016.
<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2015.06.016>

MAUERHOFER, A. M.; BENEDIKT, F.; SCHMID, J. C.; FUCHS, J.; MÜLLER, S.; HOFBAUER, H. Influence of different bed material mixtures on dual fluidized bed steam gasification. **Energy**. v. 157, p. 957-968, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.158>

MCBRIDE, B. J.; ZEHE, M. J.; GORDON, S. NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. National Aeronautics and Space Administration. Technical Paper. NASA TP-2002-211556. 2002.

MENDIBURU, A. Z.; CARVALHO JR., J. A.; CORONADO, C. J. R. Thermochemical equilibrium modeling of biomass downdraft gasifier: Stoichiometric models. **Energy**. v. 66, p. 189-201, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.022>

MICCIO, F.; PIRIOU, B.; RUOPPOLO, G.; CHIRONE, R. Biomass gasification in a catalytic fluidized reactor with beds of different materials. v. 154, p. 369-374, 2009.

<https://doi.org/10.1016/j.cej.2009.04.002>

MICHAELS, T. **The 2014 ERC Directory of Waste-to-Energy Facilities**. Energy Recovery Council, U.S. 2014.

MOHAMMADI, K.; MCGOWAN, J. G.; SAGHAFIFAR, M. Thermo-economic analysis of multi-stage recuperative Brayton power cycles: Part I- hybridization with a solar power tower system. **Energy conversion and Management**. 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.012>

MOLINO, A.; CHIANESE, S.; MUSMARRA, D. Biomass gasification technology: The state of the art overview. **Journal of Energy Chemistry**. v. 25, p. 10-25, 2016.

<https://doi.org/10.1016/j.jechem.2015.11.005>

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. LTC 7ª Edição. ISBN 978-85-216-2212-3, 2013.

MOTTA, I. L.; MIRANDA, N. T.; FILHO, R. M.; MACIEL, M. R. W. Biomass gasification in fluidized beds: A review of biomass moisture content and operating pressure effects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 94, p. 998-1023, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.06.042>

MOTTA, I. L.; MIRANDA, N. T.; MACIEL FILHO, R.; MACIEL, M. R. W. Sugarcane bagasse gasification: Simulation and analysis of different operating parameters, fluidizing media, and gasifier types. **Biomass and Bioenergy**. v. 122, p. 433-445, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2019.01.051>

MOYA, D.; ALDÁS, C.; LÓPEZ, G.; KAPARAJU, P. Municipal solid waste as a valuable renewable energy resource: a worldwide opportunity of energy recovery by using Waste-To-Energy Technologies. **Procedia Engineering**. v. 134, p. 286-295, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.618>

MURARO, W. Avaliação do Funcionamento de Motor ICE com Gás de Baixo Poder Calorífico Proveniente da Gaseificação de Casca de Arroz. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos. 2006.

NAKAKUBO, T.; TOKAI, A.; OHNO, K. Comparative assessment of technological systems for recycling sludge and food waste aimed at greenhouse gas emissions reduction and phosphorus recovery. **Journal of Cleaner Production**. v. 32, p. 157-172, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2012.03.026>

NASCIMENTO, M. A. R. Uso da Biomassa em Turbinas a Gás. **VII Escola de Combustão**. Apresentação do curso de Aspectos Inovadores em Combustão, Gaseificação e Pirólise. 2019.

NÁSNER, A. M. L.; LORA, E. E. S.; PALACIO, J. C. E.; ROCHA, M. H.; RESTREPO, J. C.; VENTURINI, O. J.; RATNER A. Refuse Derived Fuel (RDF) production and gasification in a pilot plant integrated with an Otto cycle ICE through Aspen plus™ modelling: Thermodynamic and economic viability. **Waste Management**. v. 69, p. 187-201, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.08.006>

OLIVEIRA, J. L.; SILVA, J. N.; MARTINS, M. A.; PEREIRA, E. G.; OLIVEIRA, M. C. T. B. Gasification of waste from coffee and eucalyptus production as an alternative source of bioenergy in Brazil. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**. v. 27, p. 159-166, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.04.005>

PACIONI, T. R.; SOARES, D.; DOMENICO, M. D.; ROSA, M. F.; MOREIRA, R. F. P. M.; JOSÉ, H. J. Bio-syngas production from agro-industrial biomass residues by steam gasification. **Waste Management**. v. 58, p. 221-229, 2016.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2016.08.021>

PANEPINTO, D.; TEDESCO, V.; BRIZIO, E.; GENON, G. Environmental Performances and Energy Efficiency for MSW Gasification Treatment. **Waste Biomass Valor.** v. 6, p. 123-135, 2015.

<https://doi.org/10.1007/s12649-014-9322-7>

PEDRAZZI, S.; SANTUNIONE, G.; MINARELLI, A.; ALLESINA, G. Energy and biochar co-production from municipal green waste gasification: A model applied to a landfill in the north of Italy. **Energy Conversion and Management.** v. 187, p. 274-282, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.049>

PEDROZA, M. M.; GOMES, M. C. F. A.; PAZ, E. C. S.; PEDROSA, A. L.; VIEIRA, G. E. G.; SOARES, J. E. M. Aproveitamento Energético de Resíduos Sólidos Urbanos em Processo de Pirólise. **Revista Brasileira de Energias Renováveis.** v. 6, n.2, p. 184-207, 2017.

<https://doi.org/10.5380/rber.v6i2.46577>

PIN, B. V. R.; BARROS, R. M.; LORA, E. E. S.; SANTOS, I. F. S. Waste management studies in a Brazilian microregion: GHG emissions balance and LFG energy project economic feasibility analysis. **Energy Strategy Reviews.** v. 19, p. 31-43, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.esr.2017.11.002>

PISANI JR., R.; MORAES JR., D. Removal of SO₂ with particles of dolomite limestone powder in a binary fluidized bed reactor with bubbling fluidization. **Brazilian Journal of Chemical Engineering.** v. 20, n.2, 2003.

<https://doi.org/10.1590/S0104-66322003000200002>

PLIS, P.; WILK, R.K. Theoretical and experimental investigation of biomass gasification process in a fixed bed gasifier. **Energy.** v. 36, p. 3838-3845, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.08.039>

POHOELY, M.; JEREMIÁS, M.; SKOBLIA, S.; BENO, Z.; SYS, M.; SVOBODA, K. Transient Catalytic Activity of Calcined Dolomitic Limestone in a Fluidized Bed during Gasification of Woody Biomass. **Energy Fuels.** v. 30, p. 4065-4071, 2016.

<https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.6b00169>

PULKRABEK, W. W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. University of Wisconsin. **Prentice Hall**. 2nd Ed, 2002.

PURMESSUR, B.; SURROOP, D. Power generation using landfill gas generated from new cell at the existing landfill site. **Journal of Environmental Chemical Engineering**. v. 7, n.3, 2019.
<https://doi.org/10.1016/j.jece.2019.103060>

RAMAN, P., RAM, N. Performance analysis of an internal combustion engine operated on producer gas, in comparison with the performance of the natural gas and diesel engines. **Energy** 2013; v. 63, p. 317–33, 2013.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.10.033>

RENA; GAUTAM, P.; KUMAR, S. Current Developments in Biotechnology and Bioengineering. Chapter 6 Landfill Gas as an Energy Source. Elsevier. Livro. 2019.
<https://doi.org/10.1016/B978-0-444-64083-3.00006-3>

RENZI, M.; PATUZZI, F.; BARATIERI, M. Syngas feed of micro gas turbines with steam injection: Effects on performance, combustion and pollutants formation. **Applied Energy**. v. 206, p. 697-707, 2017.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.214>

REZAEI, M.; GHOBADIAN, B.; SAMADI, S. H.; KARIMI, S. Electric power generation from municipal solid waste: A techno-economical assessment under different scenarios in Iran. **Energy – The International Journal**. v. 152, p. 46-56, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.109>

RINALDINI, C. A.; ALLESINA, G.; PEDRAZZI, S.; MATTARELLI, E.; SAVIOLI, T.; MORSELLI, N.; PUGLIA, M.; TARTARINI, P. Experimental investigation on a Common Rail Diesel engine partially fuelled by syngas. **Energy Conversion and Management**. v. 138, p. 526-537, 2017.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.034>

RIOS M. L. V.; GONZÁLEZ, A. M.; LORA, E. E. S.; OLMO, O. A. A. Reduction of tar generated during biomass gasification: A review. **Biomass and Bioenergy**. v. 108, p. 345-370, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.12.002>

ROCHA, M. H.; CAPAZ, R. S.; LORA, E. E. S.; NOGUEIRA, L. A. H.; LEME, M. M. V.; RENÓ, M. L. G.; OLMO, O. A. Life cycle assessment (LCA) for biofuels in Brazilian conditions: A meta-analysis. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.036>

RYU, C.; SHIN, D. Combined heat and power from municipal solid waste: current status and issues in South Korea. **Energies**. v. 6 (1), p. 45–57, 2012.

<https://doi.org/10.3390/en6010045>

SAFT, R. J. Life Cycle Assessment of a Pyrolysis/Gasification Plant for Hazardous Paint Waste. **Life Cycle Assessment Case Studies**. v. 12, p. 230-238, 2007.

<https://doi.org/10.1007/s11367-007-0332-6>

SALAM, M. A.; AHMED, K.; AKTER, N.; HOSSAIN, T.; ABDULLAH, B. A review of hydrogen production via biomass gasification and its prospect in Bangladesh. **Hydrogen Energy**. v. 43, p. 14944-14973, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.06.043>

SALES, C. A. V. B.; MAYA, D. M. Y.; LORA, E. E. S.; JAÉN, R. L.; REYES, A. M. M.; GONZÁLEZ, A. M.; ANDRADE, R. V.; MARTÍNEZ, J. D. Experimental study on biomass (eucalyptus spp.) gasification in a two-stage downdraft reactor by using mixtures of air, saturated steam and oxygen as gasifying agents. **Energy Conversion and Management**. v. 145, p. 314-323, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.101>

SALOMON, K. R.; LORA, E. E. S. Estimate of the electric energy generating potential for different sources of biogas in Brazil. **Biomass & Bioenergy**., v. 33, p. 1101-1107, 2009.

<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2009.03.001>

SANTOS, I. F. S.; GONÇALVES, A. T. T.; BORGES, P. B.; BARROS, R. M.; LIMA, R. S. Combined use of biogas from sanitary landfill and wastewater treatment plants for distributed energy generation in Brazil. **Resources, Conservation & Recycling**. v. 136, p. 376-388, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2018.05.011>

SCARLAT, N.; DALLEMAND, J. F.; FAHL, F. Biogas: Developments and perspectives in Europe. **Renewable Energy**. v. 129, p. 457-472, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.006>

SCHEUTZ, C., KJELDTSEN, P. Guidelines for landfill gas emission monitoring using the tracer gas dispersion method. **Waste Management**. v. 85, p. 351-360, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2018.12.048>

SCHMID, M.; BEIROW, M.; SCHWEITZER, D.; WAIZMANN, G.; SPÖRL, R.; SCHEFFKNECHT, G. Product gas composition for steam-oxygen fluidized bed gasification of dried sewage sludge, straw pellets and wood pellets and the influence of limestone as bed material. **Biomass and Bioenergy**. v. 117, p. 71-77, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2018.07.011>

SEO, Y. C.; ALAM, M. T.; YANG, W. S. Gasification of Municipal Solid Waste. Gasification for Low-grade Feedstock Yongseung Yun, IntechOpen. 2018.

<https://doi.org/10.5772/intechopen.73685>

SHAH, A.; SRINIVASAN, R.; TO S. D. F.; COLUMBUS, E. P. Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas. **Bioresour Technol**. v. 101, p. 4656–61, 2010.

<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2010.01.049>

SHEN, Y.; TAN, M. T. T.; CHONG, C.; XIAO, W.; WANG, C. H. An environmental friendly animal waste disposal process with ammonia recovery and energy production: Experimental study and economic analysis. **Waste Management**. v. 68, p. 638-645, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.07.027>

SIKARWAR, V. S.; ZHAO, M.; FENNEL, P. S.; SHAH, N.; ANTHONY, E. J. Progress in biofuel production from gasification. **Progress in Energy and Combustion Science**. v. 61, p. 189-248, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2017.04.001>

SIPRA, A.T.; GAO, N.; SARWAR, H. Municipal solid waste (MSW) pyrolysis for bio-fuel production: A review of effects of MSW components and catalysts. **Fuel Process. Technol.** v. 175, p. 131-147, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2018.02.012>

SOLARTE-TORO, J. C.; CHACÓN-PÉREZ, Y.; CARDONA-ALZATE, C. A. Evaluation of biogas and syngas as energy vectors for heat and power generation using lignocellulosic biomass as raw material. **Electronic Journal of Biotechnology.** v. 33, p. 52-62, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.ejbt.2018.03.005>

SOMORIN, T. O.; ADESOLA, S.; KOLAWOLE, A. State-level assessment of the waste-to-energy potential (via incineration) of municipal solid wastes in Nigeria. **Journal of Cleaner Production.** v. 164, p. 804-815, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.06.228>

SOTO, F. P. Cálculo térmico em motores de combustão, construção de diagrama indicado e característica exterior de velocidade. Apostila da disciplina Trabalho de Integração Multidisciplinar do curso de Engenharia Mecânica, UFSJ, 2013.

SRIDHAR, G.; PAUL, P. J.; MUKANDA, H. S. Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel - an experimental analysis. **Biomass Bioenergy.** v. 21, p. 61–72, 2001.

[https://doi.org/10.1016/S0961-9534\(01\)00014-9](https://doi.org/10.1016/S0961-9534(01)00014-9)

SULAIMAN, S. A.; ROSLAN, R.; INAYAT, M.; NAZ, M.Y. Effect of blending ratio and catalyst loading on co-gasification of wood chips and coconut waste. **Journal of the Energy Institute.** v. 91, p. 779-785, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.05.003>

SUSASTRIAWAN, A. A. P., SAPTOADI, H., PURNOMO. Small-scale downdraft gasifiers for biomass gasification: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews.** v. 76, p. 989-1003, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.112>

TANIGAKI, N.; MANAKO, K.; OSADA, M. Co-gasification of municipal solid waste and material recovery in a large-scale gasification and melting system. **Waste Management**. v. 32, p. 667-675, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.wasman.2011.10.019>

TRINDADE, A. B.; PALACIO, J. C. E.; GONZÁLEZ, A. M.; OROZCO, D. J. R.; LORA, E. E. S.; RENÓ, M. L. G.; OLMO, O. A. Advanced exergy analysis and environmental assessment of the steam cycle of an incineration system of municipal solid waste with energy recovery. **Energy Conversion and Management**. v. 157, p. 195-214, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.083>

VILLETTA, M. L.; COSTA, M.; MASSAROTTI, N. Modelling approaches to biomass gasification: A review with emphasis on the stoichiometric method. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 74, p. 71-88, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.027>

WAGNER, W.; PRUSS, A., 2002. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Disponível em: <http://thermophysics.ru/pdf_doc/IAPWS_1995.pdf>. Acesso em 14/04/2019.

WATSON, J.; ZHANG, Y.; SI, B.; CHEN, W.T.; SOUZA, R. Gasification of biowaste: A critical review and outlooks. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 83, p. 1-17, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.003>

WIDJAYA, E. R.; CHEN, G.; BOWTELL, L.; HILLS, C. Gasification of non-woody biomass: A literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 89; p. 184-193, 2018.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.023>

WYLEN, V.; SONNTAG, R. E.; BORGNACKE, C. Fundamentos da Termodinâmica. Livro. 5ª Edição. Editora Edgard Blücher. 1998.

XIAO, G.; JIN, B. S.; ZHONG, Z. P.; CHI, Y.; NI, M. J.; CEN, K. F.; XIAO, R.; HUANG, Y. J.; HUANG, H. Experimental study on MSW gasification and melting technology. **Journal of Environmental Sciences**. v. 19; p. 1398-1403, 2007.

[https://doi.org/10.1016/S1001-0742\(07\)60228-9](https://doi.org/10.1016/S1001-0742(07)60228-9)

ZANG, G.; JIA, J.; TEJASVI, S.; RATNER, A.; LORA, E. S. Techno-economic comparative analysis of Biomass Integrated Gasification Combined Cycles with and without CO₂ capture. **International Journal of Greenhouse Gas Control**. v. 78, p. 73-84, 2018a.

<https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2018.07.023>

ZANG, G.; TEJASVI, S.; RATNER, A.; LORA, E. S. A comparative study of biomass integrated gasification combined cycle power systems: Performance analysis. **Bioresource Technology**. v. 255, p. 246-256, 2018b.

<https://doi.org/10.1016/j.biortech.2018.01.093>

ZHANG, W. Automotive fuels from biomass via gasification. **Fuel Processing Technology**. v. 91, p. 866-876, 2010.

<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2009.07.010>