



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS VIANNA GAMA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO**

Recife  
2018

LUCAS VIANNA GAMA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Pernambuco.

**Orientador:** Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Recife

2018

Catálogo na fonte  
Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

G184a Gama, Lucas Vianna.  
Análise energética e financeira de um sistema de cogeração / Lucas  
Vianna Gama. – Recife, 2018.  
108 folhas., il., figs., gráfs. e tabs.

Orientador: Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo.  
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Departamento de Engenharia Mecânica, 2018.  
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Biomassa. 3. Gaseificação. 4. Rankine.  
5. Análise de investimentos. I. Figueiredo, Flávio Augusto Bueno  
(Orientador). II. Título.

621 CDD (22.ed)

UFPE/BCTG-2018/ 459



**Universidade Federal de Pernambuco Departamento de  
Engenharia Mecânica  
Centro de Tecnologia e Geociências- CTG/EEP**



**ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO - TCC2**

Aos dez dias do mês dezembro do ano de dois mil e dezoito, às 13:30, no 2º andar do bloco de salas de aula do Centro de Tecnologia de Geociências da UFPE, reuniu-se a banca examinadora para a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, intitulado: **ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO**, elaborado pelo aluno **Lucas Vianna Gama**, matrícula 047.951.424-08, composta pelos membros, Prof. **Flávio Augusto Bueno Figueiredo** (Orientador), Prof. **Jorge Recarte Henriquez Guerrero** (examinador 1), Prof. **Marcus Costa Araújo** (examinador 2), Após a exposição, o candidato foi argüido pelos componentes da banca que, em seguida, reuniram-se reservadamente, e deliberaram pela \_\_\_\_\_ (*aprovação/reprovação*) do candidato no Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica da UFPE, atribuindo-lhe à monografia a média \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_). Para constar, redigi a presente Ata, aprovada por todos os presentes, que vai assinada por mim e pelos demais membros da banca.

Orientador: Prof. **Flávio Augusto Bueno Figueiredo** - DEMEC/UFPE Nota: \_\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

Examinador 1: Prof. **Jorge Recarte Henriquez Guerrero** -DEMEC/UFPE Nota: \_\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

Examinador 2: Prof. **Marcus Costa Araújo** – DEMEC/UFPE Nota: \_\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

Recife, 10 de Dezembro de 2018

José Maria Barbosa  
Coordenador de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC2  
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – CTG/EEP-UFPE

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, que sempre me amparou nos momentos mais difíceis.

Aos meus pais, modelos de caráter, sabedoria e, acima de tudo, meus melhores amigos.

Ao meu orientador, professor Doutor Flávio Augusto Bueno Figueiredo, que através da nobre missão de docente foi fundamental para a elaboração deste trabalho e para minha formação profissional.

À Mestre Maria Helena de Sousa e ao professor Mestre Daniel Rodríguez López, que com paciência, dedicação e maestria contribuíram com o desenvolvimento do presente trabalho.

A minha irmã, meus avós, meus tios, meus padrinhos e madrinhas, minhas primas, meus primos e minha namorada, pelo apoio e carinho incondicional que me oferecem diariamente.

À Universidade Federal de Pernambuco por me acolher e me formar um profissional ético e competente.

Por fim, a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

“Foi beirando estrada abaixo que eu piquei a mula. Disposto a colar grau na escola da natura. Se alguém me perguntar não tenho nada a dizer. Pois eu, pra me realizar preciso morrer.”

(DJAVAN, 1978)

## RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo selecionar um sistema de cogeração adequado às condições fornecidas por um setor de pintura, que possua a melhor combinação dos fatores financeiros e energéticos. Utilizando-se biomassa de origem lenhosa, três cenários foram propostos, modelados e avaliados. O primeiro cenário consiste na queima direta da biomassa para geração de energia elétrica e térmica através de um sistema de potência a vapor. O segundo cenário se baseia na gaseificação da biomassa para geração de energia elétrica e térmica através da sua queima em um motor a combustão interna. O terceiro cenário consiste na gaseificação da biomassa para geração de energia térmica e gás de síntese, o qual se apresenta como substituto do gás natural utilizado no processo de pintura. Os três cenários foram modelados matematicamente através dos softwares EES e Microsoft Excel, baseados no estado da arte e em parâmetros de equipamentos reais. A análise de desempenho energético dos cenários se deu através da comparação dos parâmetros de potência e eficiência dos cenários. A análise de desempenho financeiro dos cenários se deu através dos métodos do valor presente líquido, valor anual uniforme e taxa interna de retorno.

Palavras-chave: Biomassa. Gaseificação. Rankine. Análise de investimentos.

## **ABSTRACT**

This study has the following objective: select a cogeneration system proper to the conditions provided by a painting sector, that has the best combination of financial and energetic factors. Using biomass of woody origin, three scenarios were proposed, modelled and evaluated. The first scenario consists of the direct burning of biomass for electric and thermal energy generation through a steam power system. The second scenario is based on the gasification of biomass for the generation of electric and thermal energy through its combustion in an internal combustion engine. The third scenario consists of gasification of the biomass for thermal energy and syngas generation, which is a substitute for the natural gas used in the painting process. The three scenarios were mathematically modelled using EES and Microsoft Excel softwares, based on state of the art and real equipment parameters. The energy performance analysis of the scenarios was done by comparing the power and efficiency parameters of the scenarios. The analysis of financial performance of the scenarios took place through the methods of net present value, uniform annual value and internal rate of return.

**Keywords:** Biomass. Gasification. Rankine. Investment analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de sistema aberto .....	25
Figura 2 - Esquema de uma máquina térmica .....	27
Figura 3 - Esquema de um climatizador .....	28
Figura 4 - Técnicas de conversão da biomassa e seus produtos .....	34
Figura 5 - Esquema de um gaseificador concorrente .....	37
Figura 6 - Reações químicas dentro de um gaseificador .....	37
Figura 7 - Exemplo de um fluxo de caixa .....	41
Figura 8 - Fluxo de caixa com aporte constante de A com duração de n períodos .....	42
Figura 9 - Método do Valor Presente Líquido.....	43
Figura 10 - Método do valor anual uniforme .....	44
Figura 11 - Fluxograma do processo de pintura.....	45
Figura 12 - Sistemas de cogeração aplicáveis ao processo de pintura .....	46
Figura 13 - Fluxograma da análise imediata .....	48
Figura 14 - Diagrama do (a) gaseificador concorrente e (b) das dimensões da zona de redução. .....	49
Figura 15 - Representação do Ciclo Otto 4T não-ideal.....	55
Figura 16 - Balanço de energia para um sistema operando a ciclo Rankine.....	58
Figura 17 - Esquema simplificado de uma caldeira .....	59
Figura 18 - Esquema simplificado de uma caldeira com pré-aquecedor.....	60
Figura 19 - Esquema simplificado de uma caldeira com economizador.....	61
Figura 20 - Esquema simplificado de uma caldeira com economizador e pré-aquecedor .....	62
Figura 21 - Composição da biomassa em base úmida obtida pela análise imediata .....	67
Figura 22 - Fluxograma do cenário 1 .....	71
Figura 23 - Fluxograma do cenário 2 .....	77
Figura 24 - Temperatura dos gases ao longo da zona de redução .....	79
Figura 25 - Vazão molar de gás hidrogênio ao longo da zona de redução.....	80
Figura 26 - Vazão molar de monóxido de carbono ao longo da zona de redução.....	80
Figura 27 - Vazão molar de gás carbônico ao longo da zona de redução .....	81
Figura 28 - Vazão molar de vapor de água ao longo da zona de redução .....	81
Figura 29 - Vazão molar de gás metano ao longo da zona de redução .....	82
Figura 30 - Vazão molar de char ao longo da zona de redução.....	82
Figura 31 - Fluxograma do cenário 3 .....	86

Figura 32 - Fluxo de caixa para o cenário 1 .....	93
Figura 33 - Fluxo de caixa para o cenário 2 .....	96
Figura 34 - Fluxo de caixa para o cenário 3 .....	99

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões dos modelos Rodriguez (2007) e proposto. ....	50
Tabela 2 - Variáveis do modelo termodinâmico da caldeira .....	58
Tabela 3 - Valores obtidos da análise imediata .....	66
Tabela 4 - Composição da biomassa em base úmida .....	66
Tabela 5 - Composição da biomassa em base seca .....	67
Tabela 6 - Comparação entre a composição imediata de diferentes tipos de biomassa .....	68
Tabela 7 - Composição elementar e poder calorífico superior da madeira Pinus em base seca .....	68
Tabela 8 - Composição elementar das cinzas da espécie Pinus sylvestris .....	69
Tabela 9 - Calor específico a pressão constante para as cinzas aproximado em base mássica	69
Tabela 10 - Condições iniciais e da vizinhança dos sistemas cogenerativos .....	70
Tabela 11 - Parâmetros do trocador de calor para aquecimento de água de processo .....	70
Tabela 12 - Parâmetros do submodelo de combustão .....	71
Tabela 13 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da caldeira.....	72
Tabela 14 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira (simples).....	72
Tabela 15 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com pré-aquecedor .....	72
Tabela 16 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com economizador .....	73
Tabela 17 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com economizador e pré-aquecedor.....	73
Tabela 18 - Eficiência global dos modelos de caldeira .....	73
Tabela 19 - Informações operacionais da caldeira .....	74
Tabela 20 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da turbina .....	74
Tabela 21 - Informações operacionais da turbina.....	75
Tabela 22 - Parâmetros do submodelo termodinâmico do condensador .....	75
Tabela 23 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da bomba.....	76
Tabela 24 - Informações operacionais da bomba .....	76
Tabela 25 - Parâmetros obtidos para o sistema de potência a vapor .....	77
Tabela 26 - Parâmetros do submodelo de pirólise e combustão.....	78
Tabela 27 - Parâmetros do submodelo de redução .....	78
Tabela 28 - Constantes das reações químicas de redução .....	79
Tabela 29 - Propriedades do gás de síntese na saída do gaseificador em base mássica .....	83
Tabela 30 - Parâmetros do gás de síntese no trocador de calor.....	83

Tabela 31 - Parâmetros de entrada do modelo de combustão em um MCI.....	84
Tabela 32 - Parâmetros de desempenho do MCI.....	84
Tabela 33 - Informações operacionais do motor escolhido após sua conversão .....	85
Tabela 34 - Parâmetros dos gases de exaustão no trocador de calor .....	85
Tabela 35 - Parâmetros obtidos para o sistema de gaseificação para geração elétrica.....	86
Tabela 36 - Propriedades termodinâmicas do gás natural e do gás de síntese .....	87
Tabela 37 - Composição em base mássica do gás de síntese e do gás natural .....	87
Tabela 38 - Parâmetros obtidos para o sistema de gaseificação para geração de gás de síntese .....	87
Tabela 39 - Comparação da geração de energia elétrica entre os três cenários.....	88
Tabela 40 - Comparação da geração de energia térmica entre os três cenários .....	89
Tabela 41 - Parâmetros de referência para cálculo do custo dos equipamentos.....	91
Tabela 42 - Tarifas de energia elétrica, gás natural e água quente .....	91
Tabela 43 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 1 .....	92
Tabela 44 - Receita mensal para o cenário 1 .....	92
Tabela 45 - Despesas para o cenário 1 .....	92
Tabela 46 – Balanço financeiro do cenário 1 .....	93
Tabela 47 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 1 .....	94
Tabela 48 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 2 .....	94
Tabela 49 - Receita mensal para o cenário 2 .....	94
Tabela 50 - Despesas para o cenário 2 .....	95
Tabela 51 – Balanço financeiro do cenário 2 .....	95
Tabela 52 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 2.....	96
Tabela 53 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 3 .....	97
Tabela 54 - Receita mensal para o cenário 3 .....	97
Tabela 55 - Despesas para o cenário 3 .....	98
Tabela 56 – Balanço financeiro do cenário 3 .....	98
Tabela 57 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 3.....	99
Tabela 58 - Comparação dos parâmetros financeiros dos três cenários .....	100

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1	JUSTIFICATIVA.....	16
1.2	OBJETIVO GERAL .....	18
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	18
1.4	DISPOSIÇÃO DOS CAPÍTULOS .....	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>20</b>
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>22</b>
3.1	COGERAÇÃO .....	22
3.1.1	Conceitos básicos .....	22
3.1.2	Tipos de sistemas cogenerativos.....	23
3.2	PRINCÍPIOS DA TERMODINÂMICA .....	24
3.2.1	Tipos de sistemas .....	24
3.2.2	A primeira lei da termodinâmica .....	25
3.2.3	A segunda lei da termodinâmica .....	26
3.2.4	A entropia .....	29
3.3	CICLOS DE POTÊNCIA.....	31
3.3.1	O ciclo Otto .....	31
3.3.2	O ciclo Rankine .....	31
3.4	A BIOMASSA E SUAS APLICAÇÕES.....	34
3.4.1	A biomassa .....	34
3.4.2	Queima direta .....	35
3.4.3	Gaseificação .....	35
3.4.4	Pirólise.....	38
3.4.5	Biodigestão.....	38
3.4.6	Biorrefinaria .....	39
3.5	PRINCÍPIOS ECONÔMICOS.....	40

3.5.1	Juros simples e compostos .....	40
3.5.2	Fluxo de caixa e equivalência de capitais .....	41
3.5.3	Método do valor presente líquido .....	42
3.5.4	Método do valor anual uniforme .....	43
3.5.5	Método da taxa interna de retorno .....	44
4	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>45</b>
4.1	O PROCESSO DE PINTURA .....	45
4.2	POSSÍVEIS SISTEMAS COGERATIVOS .....	46
4.3	METODOLOGIA DOS FATORES ENERGÉTICOS .....	47
4.3.1	<b>Análise imediata .....</b>	<b>47</b>
4.3.2	<b>Modelo matemático de gaseificação .....</b>	<b>48</b>
4.3.2.1	Submodelo das reações de pirólise e combustão .....	50
4.3.2.2	Submodelo da reação de redução .....	52
4.3.3	<b>Modelo matemático de um motor a combustão interna .....</b>	<b>54</b>
4.3.4	<b>Modelo matemático de um sistema de potência a vapor .....</b>	<b>57</b>
4.3.4.1	Submodelo termodinâmico da caldeira .....	58
4.3.4.2	Submodelo de combustão .....	63
4.3.4.3	Submodelo termodinâmico da turbina.....	63
4.3.4.4	Submodelo termodinâmico do condensador.....	64
4.3.4.5	Submodelo termodinâmico da bomba .....	64
4.4	METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS .....	65
5	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>66</b>
5.1	ANÁLISE DAS PROPRIEDADES DO RESÍDUO DE MADEIRA .....	66
5.2	ANÁLISE ENERGÉTICA DOS SISTEMAS COGERATIVOS .....	69
5.2.1	<b>Análise energética do cenário 1 .....</b>	<b>71</b>
5.2.2	<b>Análise energética do cenário 2 .....</b>	<b>77</b>
5.2.3	<b>Análise energética do cenário 3 .....</b>	<b>86</b>
5.2.4	<b>Comparação energética dos três cenários .....</b>	<b>88</b>

5.3	ANÁLISE FINANCEIRA DOS SISTEMAS COGERATIVOS.....	90
5.3.1	Análise financeira do cenário 1 .....	91
5.3.2	Análise financeira do cenário 2 .....	94
5.3.3	Análise financeira do cenário 3 .....	97
5.3.4	Comparação financeira dos três cenários.....	100
6	CONCLUSÃO.....	102
	REFERÊNCIAS .....	104

## 1 INTRODUÇÃO

A demanda energética nacional cresce constantemente. De acordo com o Ministério de Minas e Energia (2015), o consumo industrial na rede elétrica deve aumentar cerca de 2,7% ao ano, que associado ao aumento populacional exigem uma expansão da produção energética. Além disso, devido a eventuais instabilidades na produção energética, as tarifas cobradas pelo kWh de energia elétrica tendem a aumentar tanto para a indústria quanto para residências.

A matriz elétrica brasileira é predominantemente hidrelétrica, fato que apesar de ajudar a suprir a demanda energética nacional, gera, também, uma dependência dessa fonte. Segundo o Ministério de Minas e Energia (2017), a oferta hidráulica correspondeu a 68,1% da oferta total em 2016. Assim, as gerações não hidrelétricas, mesmo assumindo muitas vezes um papel residual, contribuem estrategicamente para garantir o suprimento de energia diante de incertezas das condições hidrológicas.

Por outro lado, para suprir a crescente demanda, o aumento e a diversificação da produção energética devem estar associados a processos de geração energética eficientes. No meio industrial, como sugerem Sciortino et al. (2009), a eficiência energética de processos está associada aos princípios da Manufatura Enxuta, onde baixas eficiências energéticas são consideradas desperdícios e possuem uma grande influência no lucro obtido.

Do ponto de vista da engenharia térmica, a melhoria da eficiência de um processo pode ser feita de diversas maneiras, como apresentou O’Rielly e Jeswiet (2014), sendo a cogeração uma das estratégias mais utilizadas pela indústria. De acordo com Barja (2006), “a cogeração de energia se traduz na produção simultânea de duas ou mais utilidades - calor de processo e energia eletromecânica, a partir de uma mesma fonte energética”.

Dessa forma, a cogeração está relacionada ao reaproveitamento de resíduos de um processo para melhoria da sua eficiência energética. No setor industrial existem diversos processos produtivos, cada um deles com seus respectivos resíduos e com diferentes demandas de calor de processo e energia eletromecânica. Para a indústria sucroalcooleira, por exemplo, a queima direta do bagaço de cana para a geração de energia eletromecânica através de um ciclo de potência a vapor é a forma mais utilizada de cogeração (TOMAZ et al., 2017). Já para a produção de papel e celulose, a cogeração se baseia na conversão dos resíduos de eucalipto em licor negro para geração de energia térmica e elétrica. Segundo Hora e Melo (2016), o reaproveitamento desses resíduos representa, em termos de energia térmica e elétrica gerada, 63% da energia consumida pelo setor em 2014.

A identificação da melhor forma de reaproveitar a energia nem sempre é simples. Indústrias que possuem resíduos com propriedades termoquímicas desconhecidas ou em pequenas quantidades precisam desenvolver estudos antes de fazer uso desses resíduos. Informações como o poder calorífico, análise elementar, umidade, teor de cinzas e emissões de poluentes são importantes para a seleção correta dos equipamentos utilizados. Outrossim, as temperaturas envolvidas, a formação de particulados, os processos adotados na indústria, as demandas de energia elétrica, energia mecânica, refrigeração ou aquecimento são os fatores mais importantes para a seleção do sistema de cogeração.

O presente trabalho está relacionado a um processo automatizado de pintura de automóveis em uma indústria automobilística. Sabendo-se que são produzidas 14 toneladas diárias de resíduo de madeira de caixas de transporte de peças automotivas, busca-se identificar qual o processo de cogeração mais adequado. Desse modo, a pergunta de pesquisa é: qual o melhor processo de cogeração a ser adotado, com base nas propriedades do processo de pintura e do resíduo de madeira produzido, levando em consideração fatores energéticos e financeiros?

## 1.1 JUSTIFICATIVA

A cogeração representa uma melhoria do processo do ponto de vista da sua eficiência energética. A melhoria da eficiência energética gera uma redução da demanda energética do processo para a produção das mesmas quantidades de calor e trabalho. Segundo Barja (2006), essa racionalização energética pode ser entendida também como uma racionalização econômica. Dessa forma, a redução da demanda energética significa a redução do consumo de insumos energéticos, que representa uma diminuição de custos ou um aumento dos lucros ligados ao processo.

Levando em consideração o ponto de vista ambiental, a redução do consumo de insumos energéticos representa uma redução das emissões de poluentes. Ademais, caso os resíduos com maior potencial poluente sejam tratados no processo de cogeração ou convertidos em espécies com menor potencial poluente, gera-se também um benefício do ponto de vista ambiental.

Por outro lado, a seleção dos equipamentos de cogeração deve ser baseada na conciliação dos fatores energéticos e financeiros. A conciliação dos fatores financeiros e energéticos é uma tarefa complexa. Geralmente, processos com baixo custo tendem a possuir baixas eficiências energéticas. Da mesma forma, um processo complexo do ponto de vista energético tende a prejudicar o retorno financeiro.

No tangente aos fatores financeiros, o objetivo principal é ter um retorno do investimento num tempo adequado e com taxas superiores a outros tipos de investimento. Como afirmou Puccini (2011), “os métodos de análise de investimentos se baseiam nos retornos propiciados pelos fluxos de caixa relevantes associados aos projetos em estudo”. Nesse aspecto, informações como o fluxo de caixa líquido incremental e a taxa mínima de atratividade são imprescindíveis para a análise financeira do projeto.

A aquisição de equipamentos também é importante nessa análise. Stoecker (1989) aborda, justamente, a relevância de informações do equipamento para essa análise. Segundo ele, o custo de aquisição, o tempo de vida, preço de revenda, gastos com manutenção e taxas de seguro do equipamento são essenciais para o cálculo do retorno do investimento.

Além disso, a elaboração de um plano de investimentos é imprescindível para que a empresa se mantenha competitiva. No entanto, de acordo com a Confederação Nacional da Indústria (2017), apenas 40% das empresas que planejavam investir conseguiram fazê-lo. Dentre os motivos da frustração dos planos de investimento estão: a incerteza econômica, a reavaliação da demanda, o aumento inesperado no custo previsto do investimento, dificuldades tecnológicas, entre outros. Dessa forma, uma análise financeira bem executada é essencial para garantir o retorno esperado do investimento.

Por outro lado, os fatores energéticos são embasados nos princípios da termodinâmica clássica. Segundo Çengel e Boles (2013) “todas as atividades da natureza envolvem alguma interação entre energia e matéria. Assim, é difícil imaginar uma área que não se relacione à termodinâmica de alguma maneira”. Nesse sentido, a termodinâmica é parte essencial para o estudo de engenharia.

Em meados do século XX, os princípios da segunda Lei da termodinâmica foram adaptados em técnicas para melhorar a eficiência do processo e, conseqüentemente, reduzir as irreversibilidades do mesmo. Essas técnicas são embasadas no princípio da exergia. Segundo Moran e Shapiro (2006), a exergia é o maior trabalho útil que pode ser obtido de um sistema em ambiente e estado determinados.

Além disso, para que seja feito o dimensionamento dos equipamentos utilizados na cogeração, é preciso que se conheça o funcionamento do processo a ser otimizado. Dessa forma, os fatores energéticos são importantes, já que identificam as oportunidades de melhoria de eficiência do processo, além de quantificar a economia dos insumos energéticos.

É muito comum conciliar os fatores financeiros e energéticos em um estudo de caso. Como explica Campo (1999), essa união recebe o nome de termoeconomia. Entretanto, ainda segundo o autor, a aplicação de métodos termoeconômicos para a otimização e avaliação de

projetos se restringem a trabalhos de pesquisadores das universidades e institutos de pesquisas no mundo. Mesmo assim, muitos trabalhos são voltados para a otimização de projetos em diversas áreas da indústria, mostrando a importância desses métodos.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Selecionar um sistema de cogeração adequado às condições fornecidas por um setor de pintura, que possua a melhor combinação dos fatores financeiros e energéticos.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Propor sistemas de cogeração adequados às condições do setor de pintura;
- Mensurar as propriedades do resíduo de madeira obtida de paletes;
- Selecionar equipamentos disponíveis no mercado para o processo de cogeração;
- Calcular e avaliar os fatores energéticos dos sistemas de cogeração propostos;
- Calcular e avaliar os fatores financeiros dos sistemas de cogeração propostos;
- Selecionar um sistema de cogeração baseado na influência dos fatores energéticos e financeiros.

## 1.4 DISPOSIÇÃO DOS CAPÍTULOS

Este trabalho possui sete capítulos com a seguinte disposição: Introdução; Fundamentação teórica; Revisão bibliográfica; Metodologia; Resultados e discussões; Conclusão.

A introdução é o primeiro capítulo deste trabalho. Este capítulo tem a função de mostrar como o trabalho será estruturado, qual a justificativa para sua elaboração e quais os seus objetivos geral e específicos. A revisão bibliográfica (capítulo 2) apresenta a evolução do estado da arte referente aos temas abordados neste trabalho.

O capítulo de fundamentação teórica (capítulo 3) tem por objetivo apresentar a base conceitual que será necessária para a compreensão dos capítulos posteriores. O capítulo de metodologia (capítulo 4) mostra e explica todos materiais e métodos utilizados para atingir os objetivos listados no capítulo de introdução.

O quinto capítulo diz respeito aos resultados e discussões deste trabalho. Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos com o uso da metodologia e é realizada uma discussão

a respeito desses resultados. Por fim, no capítulo 6 são feitas as considerações finais e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo e a aplicação da cogeração para melhoria da eficiência energética de processos é de longa data. De acordo com Perrella (1994), a prática de cogeração iniciou-se em meados de 1870 através de máquinas a vapor acopladas a geradores elétricos. Quanto ao estudo da cogeração, Campo (1999) afirma que houve um maior interesse nos períodos posteriores às grandes crises do petróleo nas décadas de 1950, 1970 e 1990.

Nos últimos dez anos, com a maior preocupação da eficiência dos processos, redução dos custos com geração de energia, diversificação da matriz energética e uso de energias renováveis, diversos estudos foram desenvolvidos tendo a cogeração como foco. Çakir et al. (2012) desenvolveram um estudo do papel dos sistemas de cogeração na sustentabilidade da energia. Segundo os autores a geração de energia com cogeração resulta em uma economia de energia da ordem de 10% a 30% quando comparada à geração de energia através de combustíveis fósseis. Ainda segundo Çakir et al. (2012), o uso de cogeração reduz a emissão de gases causadores do efeito estufa, fortalece a matriz energética, devido à geração distribuída, e reduz os custos da geração de energia.

O trabalho desenvolvido por Al Asmar et al. (2015) está relacionado à seleção de sistemas cogenerativos. O algoritmo desenvolvido propõe sistemas de cogeração com base nas demandas elétricas e térmicas, selecionando o melhor sistema em termos de critérios financeiros e ambientais. Além disso, o algoritmo calcula as emissões de poluentes e o custo operacional do sistema de cogeração escolhido.

Arshad e Ahmed (2015) estudaram o potencial da cogeração através do uso de bagaço de cana. Segundo os autores, o potencial de geração elétrica através do bagaço está na faixa de 1.598 GWh e 2.894 GWh no Paquistão. Em termos sociais, o uso do bagaço para geração de energia geraria um maior desenvolvimento social nas zonas rurais, além de gerar mais empregos. Em termos ambientais, uma usina que processa 2.500 toneladas por dia de cana de açúcar, ao implementar a cogeração através do bagaço, reduziria a emissão de CO<sub>2</sub> em 0,166 toneladas por ano.

Gürtürk e Oztop (2016) fizeram uma análise exérgica e energética de um sistema de geração a vapor com cogeração, sendo o vapor produzido utilizado para produção de sal. As eficiências energética e exérgica desse sistema foram da ordem de 64% e 20%, respectivamente. De acordo com os autores, a eficiência exérgica média para sistemas cogenerativos é da ordem de 32% e a baixa eficiência exérgica obtida foi devida a problemas no sistema de controle da planta.

Diante dos diversos abalos sísmicos que ocorrem no Japão, Tomofuji et al. (2016) estudaram a importância da cogeração para a matriz energética japonesa em épocas de crises. Segundo os autores, o uso de cogeração como fonte de energia distribuída possibilitaria a continuidade da operação de indústrias e empresas em períodos de emergência ou escassez. Assim, fazendo-se uma análise do retorno econômico que a cogeração traria até o ano de 2030, obteve-se um retorno econômico anual entre US\$ 1.750.000,00 e US\$ 12.000.000,00 para uma cidade de grande porte.

Shabbir e Mirzaeian (2016) analisaram a melhoria da eficiência energética e o potencial de redução de emissões de CO<sub>2</sub> em indústrias de papel e celulose ao se utilizar a cogeração. Os autores dimensionaram sistemas de cogeração para treze indústrias de papel e celulose no Paquistão. No total, o uso de cogeração significaria uma economia do consumo energético do setor de papel e celulose de 16,9%, além de uma redução de 14,3% das emissões de CO<sub>2</sub> do setor.

Haydargil e Abuşoğlu (2018) desenvolveram uma análise termoeconômica de um sistema de geração de energia utilizando biogás produzido em uma estação de tratamento de efluentes urbanos da cidade de Gaziantep. Os autores calcularam o custo termoeconômico desse sistema através dos seguintes métodos: teoria do custo exergético; análise de estrutura produtiva modificada; Wonerger; custo exergético específico. Obtiveram-se os respectivos custos termoeconômicos: 110,065 US\$/h; 85,536 US\$/h; 72,50 US\$/h; 141,00 US\$/h.

Caglayan e Caliskan (2018) dimensionaram um sistema de cogeração para secagem de azulejos e ladrilhos em uma indústria de cerâmicas. O sistema se baseia na queima de gás natural em uma turbina a gás para geração de energia elétrica, enquanto os gases de exaustão são utilizados na secagem dos azulejos e ladrilhos. A eficiência energética do sistema proposto pelos autores foi da ordem de 17,51% e a eficiência exergética do sistema foi da ordem de 29,94%. Além disso, a implementação do sistema de cogeração significaria uma economia de cerca de 0,1847 m<sup>3</sup>/s de gás natural.

O estudo desenvolvido por Souza et al. (2018) tem por objetivo avaliar a viabilidade econômica da venda da energia elétrica sobressalente obtida por um sistema de cogeração através da queima de bagaço de cana. A teoria do valor presente líquido foi utilizada para o cálculo dos fatores financeiros desse investimento. De acordo com os autores, o cenário de venda da energia elétrica sobressalente para a concessionária através do Sistema Interligado Nacional (SIN) é viável se a produção de energia for superior a 40 MWh ou se o preço do MWh for negociado acima de US\$ 40,00. O custo de produção de MWh elétrico é de US\$ 29,04, cerca de 14,8% menor que o custo médio nacional de geração elétrica de bagaço de cana.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 COGERAÇÃO

Este tópico tem por objetivo apresentar alguns pontos sobre cogeração para o entendimento deste trabalho.

##### 3.1.1 Conceitos básicos

A cogeração consiste na produção de energia térmica ou eletromecânica a partir de resíduos de um processo produtivo. Nesse sentido, Barja (2006) afirma que “a racionalidade da cogeração reside, essencialmente, na economia de recursos energéticos frente a uma configuração convencional que produza as mesmas quantidades de calor útil e trabalho”. Além disso, como consequência, o reaproveitamento dos resíduos aumenta a eficiência do processo.

Segundo Perrella (1994), o início do desenvolvimento da prática de cogeração se deu em meados de 1870 em áreas urbanas com alta densidade populacional, através de máquinas a vapor de eixo alternado acopladas a geradores elétricos. Nesse período, os sistemas de cogeração eram aplicados principalmente em sistemas de climatização (aquecimento ou resfriamento).

Com o decorrer do tempo, como afirma Campo (1999), a prática da cogeração se tornou mais abrangente, principalmente após as crises do petróleo nas décadas de 1950, 1970 e 1990. Nessas épocas também houve um maior desenvolvimento das energias renováveis, fortalecendo o conceito de geração energética diversificada. Por outro lado, em épocas de baixa de preços da tarifa energética ou do petróleo, percebeu-se uma estagnação do crescimento dessas práticas.

De acordo com o Ministério de Minas e Energia (2017), o conceito de diversificação da matriz energética se baseia na participação de diversas matrizes de geração elétrica. A matriz elétrica brasileira é predominantemente hidrelétrica, fato que causa uma dependência dessa fonte e, conseqüentemente, uma fragilização do suprimento de energia frente a incertezas das condições hidrológicas.

Segundo Boyce (2002), as aplicações mais comuns da cogeração são voltadas para a produção de energia elétrica e para produção de vapor para processos industriais. Isso se deve principalmente ao aumento dos custos da indústria com energia e climatização e a possibilidade de reduzi-los aumentando a eficiência do processo. Conforme Arteaga (2010), “em sistemas de cogeração, a eficiência de utilização de energia alcança valores maiores que 80% em comparação com a média de 30-35% em termelétricas convencionais de combustíveis fósseis”.

Além de reduzir os custos em processos industriais, a cogeração tem papel fundamental na produção de energia elétrica mundial. De acordo com a International Energy Agency (2017), em 2015, a parcela de produção energética mundial correspondente a biocombustíveis e aproveitamento de resíduos corresponderam a 9,6%.

### **3.1.2 Tipos de sistemas cogerativos**

Cada processo industrial tem características que privilegiam um tipo específico de sistema de cogeração. O tipo do resíduo é o primeiro determinante do tipo de ciclo a ser adotado. Os resíduos mais comuns de processos industriais são gases de exaustão e resíduos que possam ser transformados em combustíveis.

Gases quentes residuais podem ter aplicações diversas dependendo da sua temperatura. A temperaturas elevadas, através de uma caldeira de recuperação, esses gases podem gerar vapor para o processo ou para geração de energia elétrica através de um ciclo Rankine. É possível também aquecer água para seu uso em processos da indústria ou para a climatização de ambientes.

Resíduos sólidos podem ser transformados em combustível sólido, líquido ou gasoso. Para sua conversão em combustível sólido, esses resíduos passam geralmente pelas etapas de limpeza, para retirada de impurezas, e desumidificação. O combustível sólido é queimado em caldeiras para geração de vapor, tendo gases quentes como resíduos dessa queima. Além disso, ele pode ser levado a um gaseificador para sua transformação em gás combustível. O gás combustível geralmente é queimado em caldeiras, motores alternativos ou em microturbinas. Já a transformação de resíduos sólidos em combustíveis líquidos pode ser realizada através da pirólise desses resíduos.

Resíduos líquidos, também chamados de efluentes, são comumente reaproveitados como combustíveis líquidos ou gasosos. Pelo fato de estarem inicialmente no estado líquido, esses resíduos podem passar por um processo de purificação e serem queimados em caldeiras, motores alternativos ou microturbinas. Outra alternativa, é tratar esses resíduos em uma biorrefinaria e transformá-los em combustíveis como bioetanol, biometano e biodiesel. A transformação dos efluentes em combustíveis gasosos é feita através da gaseificação.

Os sistemas cogerativos podem ser classificados também pela sua finalidade. Geralmente, a cogeração é empregada para fins de geração de energia, climatização e geração de vapor para o processo. No que diz respeito à geração de energia elétrica, sua classificação é baseada nas tecnologias e nos ciclos utilizados. Nesse aspecto, os três processos principais são:

cogeração com turbina a vapor, cogeração com motor alternativo e cogeração com turbina a gás. A escolha dos equipamentos envolvidos varia com o tipo de processo, a quantidade e a qualidade de resíduos do processo. Para climatização, a escolha do ciclo e dos equipamentos dependem do fluido que se deseja refrigerar ou aquecer. Para geração de frio, o ciclo mais comum é o de absorção. Já para geração de calor, geralmente se utiliza um trocador de calor para o aquecimento de água. Por último, a geração de vapor para o processo normalmente é realizada através de caldeiras, sendo de recuperação quando os resíduos são gases de exaustão.

## 3.2 PRINCÍPIOS DA TERMODINÂMICA

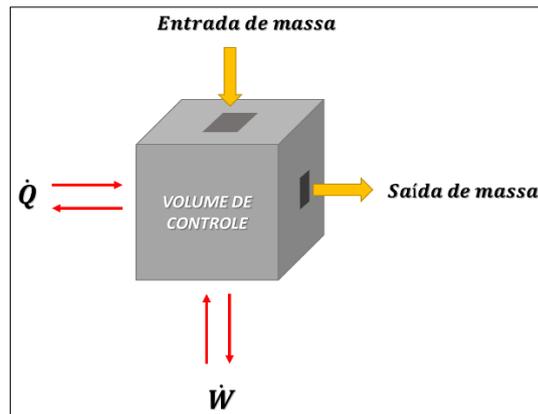
O item atual procura abordar os princípios da termodinâmica usados na elaboração dos sistemas de cogeração. Assim, apresentando equações fundamentais para modelagens dos sistemas e posterior análise dos fatores energéticos.

### 3.2.1 Tipos de sistemas

Para o estudo de processos ou máquinas é preciso delimitar uma região e caracterizar suas fronteiras. Essa região delimitada recebe o nome de volume de controle e dentro dela se encontra o objeto de estudo, também chamado de sistema. As fronteiras do volume de controle têm o papel de separar o sistema da vizinhança. A vizinhança é definida como tudo aquilo que é externo ao sistema. Além disso, a interação da vizinhança com o sistema através das fronteiras pode ser feita de três maneiras e leva em consideração o fluxo de massa e de energia.

De acordo com Moran e Shapiro (2006), um sistema aberto, por definição, é aquele que por suas fronteiras há fluxo de massa e também fluxo energético (Figura 1). Um sistema fechado, por sua vez, é aquele que por suas fronteiras há apenas fluxo energético, sendo a massa do sistema uma constante. A última classificação diz respeito a sistemas isolados. Sistemas isolados são aqueles que não permitem fluxo de massa e fluxo de energia através das suas fronteiras. Vale destacar que essas classificações dizem respeito apenas aos fluxos pelas fronteiras, não sendo consideradas as transferências de massa e energia dentro do sistema.

Figura 1 - Exemplo de sistema aberto



Fonte: Autor

### 3.2.2 A primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é baseada em uma série de experimentos sobre calor e trabalho e como medi-los. Ela é fundamentada no princípio de conservação de energia. Dessa forma, dado um sistema fechado, a variação da energia dentro dele se deve apenas a quantidade de energia que ingressou no sistema através de trocas de calor e a quantidade de energia que saiu do sistema pela forma de trabalho. A equação que rege a primeira lei da termodinâmica para um sistema fechado é expressa abaixo:

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta U = Q - W \quad (3.1)$$

A equação (3.1) é restrita a sistemas fechados e, dessa forma, só leva em consideração a variação da energia dentro do volume de controle (lado esquerdo da equação) e através das fronteiras (lado direito da equação). A variação de energia cinética ( $\Delta E_C$ ), a variação da energia potencial ( $\Delta E_P$ ) e a variação da energia interna ( $\Delta U$ ) são parcelas relativas a energia contida no volume de controle. Por outro lado, a transferência de calor ( $Q$ ) e o trabalho ( $W$ ) dizem respeito às transferências de energia pelas fronteiras do volume de controle.

Caso o sistema seja aberto, os fluxos de energia devido aos fluxos de massa pelas fronteiras devem ser considerados nos cálculos. Essa influência é expressa na seguinte equação:

$$dE/dt = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + V_e^2/2 + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + V_s^2/2 + gz_s \right) \quad (3.2)$$

Assim como na equação (3.1), o lado esquerdo da equação (3.2) leva em consideração a variação da energia contida no sistema. Caso o sistema esteja em regime permanente o termo ( $dE/dt$ ) será nulo. Já no lado direito da equação, os termos ( $\dot{Q}$ ) e ( $\dot{W}$ ) representam, respectivamente, as potências térmica e mecânica através das fronteiras do sistema. O índice “e” contido

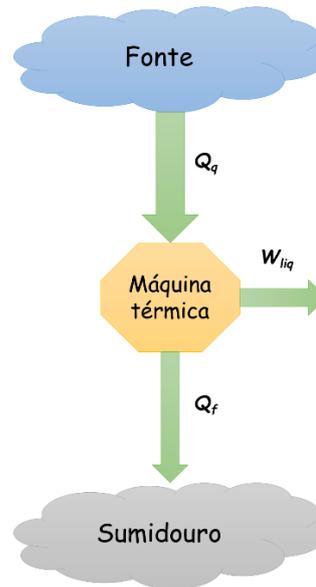
no primeiro somatório representa as entradas no volume de controle e o índice “s” no segundo, as saídas. O termo ( $h$ ) representa a entalpia do fluxo mássico ( $\dot{m}$ ) que atravessa as fronteiras do volume de controle. O termo ( $V_e^2/2$ ) diz respeito a parcela de energia cinética específica do fluxo mássico ( $\dot{m}$ ), enquanto ( $gz_e$ ) representa a parcela de energia potencial específica desse fluxo.

### 3.2.3 A segunda lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica complementa a primeira lei ao afirmar que, na natureza, existe uma direção em que os processos devem ocorrer. Para identificar processos em direção contrária surge o conceito de entropia, que será abordado mais à frente. Além disso, a segunda lei se baseia no fato de que a energia tem qualidade, a qual é mensurada através da exergia. Segundo Çengel e Boles (2013), a qualidade da energia diz respeito a quanto trabalho pode ser gerado a partir de uma fonte térmica. Dessa forma, fontes com uma temperatura mais elevada têm mais qualidade se comparadas a outras com temperatura inferior, já que maior parte da energia daquela pode ser convertida em trabalho.

Para quantificar o desempenho de processos, levando em conta as limitações impostas pela segunda lei, é utilizado o conceito de eficiência. Para a engenharia os dispositivos podem ser classificados pelo tipo de processo que realizam. Nesse sentido, máquinas térmicas são dispositivos que convertem calor em trabalho e climatizadores utilizam trabalho para efetuar trocas de calor. Um esquema de uma máquina térmica é ilustrado pela Figura 2, enquanto as equações da eficiência dessas máquinas são representadas abaixo.

Figura 2 - Esquema de uma máquina térmica



Fonte: Autor

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_q} \quad (3.3)$$

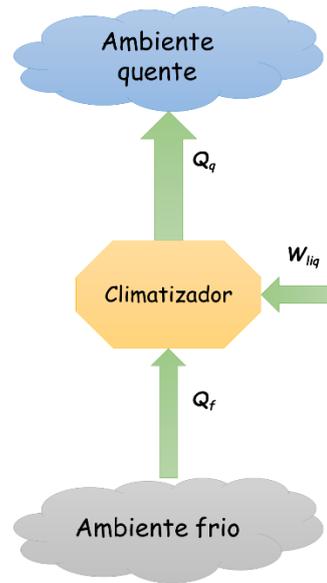
$$W_{liq} = Q_q - Q_f \quad (3.4)$$

A equação (3.3) representa a eficiência do ciclo ( $\eta_t$ ) em função do trabalho líquido produzido ( $W_{liq}$ ) e do calor extraído da fonte ( $Q_q$ ). O termo fonte é uma denominação de um reservatório que fornece energia térmica na forma de calor. Por outro lado, o termo sumidouro representa um reservatório que recebe energia na forma de calor. A equação (3.4) representa o balanço de energia do sistema envolvendo o trabalho líquido produzido e as trocas térmicas.

Os climatizadores são dispositivos que, ao contrário das máquinas térmicas, retiram calor do ambiente frio e perdem calor para o ambiente quente. O seu princípio de funcionamento parece violar a segunda lei da termodinâmica. No entanto, para haver essas trocas térmicas é preciso que seja gasta uma certa quantidade de trabalho. Ademais, a temperatura do fluido é superior à do ambiente externo quente ao perder calor e inferior à do ambiente frio ao receber calor. O desempenho de climatizadores, sejam eles refrigeradores ou bombas de calor, é mensurado através do coeficiente de performance (COP).

A Figura 3 ilustra o esquema de um climatizador.

Figura 3 - Esquema de um climatizador



Fonte: Autor

As equações abaixo são utilizadas para o cálculo do coeficiente de performance de refrigeradores.

$$COP_R = Q_f / W_{liq} \quad (3.5)$$

$$W_{liq} = Q_q - Q_f \quad (3.6)$$

A equação (3.5) representa o coeficiente de performance para um refrigerador ( $COP_R$ ) em função do calor removido do ambiente frio ( $Q_f$ ) e do trabalho necessário para o funcionamento do refrigerador ( $W_{liq}$ ). A equação (3.6) representa o balanço de energia do sistema envolvendo o trabalho líquido consumido e as trocas térmicas. Vale destacar que esse balanço é o mesmo para qualquer climatizador.

No caso de um refrigerador o objetivo principal é refrigerar o ambiente frio. Por outro lado, uma bomba de calor tem por objetivo aquecer o ambiente quente. Assim, a equação (3.7) representa o coeficiente de performance de uma bomba de calor.

$$COP_{BC} = Q_q / W_{liq} \quad (3.7)$$

A equação (3.7) relaciona o coeficiente de performance de uma bomba de calor ( $COP_{BC}$ ) com o calor adicionado ao ambiente quente ( $Q_q$ ) e o trabalho necessário para o funcionamento da bomba de calor ( $W_{liq}$ ).

Por último, vale destacar que a eficiência de qualquer máquina térmica e o COP de qualquer climatizador é sempre inferior ao valor obtido caso o dispositivo operasse a um ciclo

Carnot. O ciclo de Carnot é formado por uma expansão isotérmica reversível, uma expansão adiabática reversível, uma compressão isotérmica reversível e uma compressão adiabática reversível.

### 3.2.4 A entropia

A definição de entropia, assim como a de energia, é muito complexa. A nível macroscópico, entropia está associada às irreversibilidades de um processo. As irreversibilidades são as perdas energéticas de um processo, geralmente por meio de calor, som ou luz, que não conseguem ser reaproveitadas pelo processo na forma de trabalho. A nível microscópico, Çengel e Boles (2013), baseados na teoria de Boltzmann, afirmam que “a entropia pode ser vista como uma mediada da desordem molecular ou da aleatoriedade molecular”. Dessa maneira, “[...] a entropia de um sistema aumenta sempre que a aleatoriedade molecular ou incerteza de um sistema aumentar”.

Matematicamente a entropia é baseada na desigualdade de Clausius, a qual está representada na equação (3.8).

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.8)$$

Essa formulação considera que todo calor que entra ou sai de um sistema pode ser repartido em quantidades de calor infinitesimais ( $\delta Q$ ). Assim, para um ciclo reversível (igualdade) ou irreversível (desigualdade) a soma das quantidades de calor infinitesimal divididas pela temperatura das fronteiras (T) é sempre igual ou inferior a zero.

Clausius, em 1865, ao perceber que essa desigualdade representava uma nova propriedade termodinâmica a chamou de entropia e a definiu pela seguinte equação:

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{int rev} \quad (3.9)$$

Segundo Clausius a variação de entropia entre dois estados especificados é a mesma independente das irreversibilidades do sistema e é igual a variação de um sistema internamente reversível, como ilustra a equação (3.9). Dessa forma a entropia é uma função de estado. Clausius então uniu as duas equações elaboradas por ele (3.8 e 3.9) para o cálculo da entropia de um processo qualquer. Dessa união surgiu a equação abaixo:

$$dS_{sistema} = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{int rev} + \delta S_{ger} \quad (3.10)$$

A equação (3.10) é a base do princípio do aumento de entropia. O aumento da entropia diz respeito ao termo de entropia gerada ( $\delta S_{ger}$ ). Processos reversíveis tem a parcela de entropia

gerada ( $\delta S_{ger}$ ) nula enquanto processos irreversíveis tem essa parcela com valor superior a zero. Como na natureza não existem processos reversíveis, sempre existe entropia gerada. Além disso, a entropia não é conservativa e, dessa forma, pode-se afirmar que a entropia do universo cresce continuamente. Vale destacar também que a variação de entropia do sistema em um processo pode ser negativa, como em um resfriamento, por exemplo. Entretanto, a parcela de entropia gerada sempre será positiva.

A entropia gerada pode ser mensurada como a soma da variação da entropia do sistema ( $dS_{sistema}$ ) e da sua vizinhança ( $dS_{vizinhança}$ ), como expresso na equação (3.11).

$$\delta S_{ger} = dS_{sistema} + dS_{viz} \geq 0 \quad (3.11)$$

Considerando um sistema reativo, o balanço de entropia de uma reação adiabática é expresso pela equação (3.12).

$$S_{ger,adiabático} = S_{prod} - S_{reag} \geq 0 \quad (3.12)$$

Essa equação é bastante utilizada para o balanço entrópico de câmaras de combustão. Nesse cálculo as considerações feitas são as seguintes: a combustão é adiabática, ou seja, não há troca de calor com a vizinhança; os valores de entropia são baseados em tabelas termodinâmicas; os gases se comportam como gases ideais. A aproximação de gás ideal é aceitável caso a mistura não esteja a uma pressão muito elevada ou a uma temperatura muito baixa.

A entropia de cada componente está expressa nas equações abaixo.

$$\bar{s}_i(T, P_i) = \bar{s}_i^o(T, P_0) - R_u \ln \left( \frac{y_i P_m}{P_0} \right) \geq 0 \quad (3.13)$$

$$P_i = y_i P_m \quad (3.14)$$

$$S_{ger,adiabático} = S_{prod} - S_{reag} = \sum N_p \bar{s}_p - \sum N_r \bar{s}_r \quad (3.15)$$

A equação (3.13) é utilizada para o cálculo das entropias de cada componente  $i$  de uma mistura de gás ideal. O termo  $\bar{s}_i(T, P_i)$  representa o valor da entropia específica de um componente  $i$  para a temperatura da mistura ( $T$ ) e a pressão parcial ( $P_i$ ), calculada pela expressão (3.14). O termo  $\bar{s}_i^o(T, P_0)$  representa o valor tabelado da entropia específica do componente  $i$  à pressão atmosférica. Além disso, o termo  $R_u$  representa a constante dos gases,  $y_i$  representa a fração molar do componente e  $P_m$  é a pressão total da mistura gasosa. A equação (3.15) relaciona a entropia gerada pela combustão ( $S_{ger,adiabático}$ ) com as entropias dos produtos ( $S_{prod}$ ) e dos reagentes ( $S_{reag}$ ), onde  $N_p$  e  $N_r$  são respectivamente o número de mols de cada componente dos produtos e dos reagentes.

### 3.3 CICLOS DE POTÊNCIA

Na maioria das vezes um estudo de um ciclo termodinâmico não é simples. A grande quantidade de irreversibilidades e incertezas dificultam uma modelagem simples e analítica das máquinas que operam nesses ciclos. No entanto, como é de costume na engenharia, sempre há uma maneira de simplificar um sistema ou um processo. Dessa forma, como afirmam Çengel e Boles (2013), é preciso que as complexidades sejam mantidas em um nível controlável através de algumas idealizações.

Geralmente, essas hipóteses são baseadas em equações matemáticas baseadas em experimentos ou em suposições realizadas em outros trabalhos com processos parecidos. Ameri e Jorjani (2016), por exemplo, utilizaram as hipóteses de que o ar é um gás ideal com propriedades termodinâmicas dependentes da temperatura e que os processos ocorrem de forma quase estática.

#### 3.3.1 O ciclo Otto

O ciclo Otto é denominado assim graças a Nikolaus A. Otto, que criou em 1876 um motor a quatro tempos (4T) operando neste ciclo. Dentre os ciclos normalmente utilizados em motores alternativos, ele se destaca por permitir o uso diverso de combustíveis, como: o etanol, a gasolina e o Gás Natural Veicular (GNV). Além disso, juntamente ao fato de ser mais leve que motores operando a ciclo Diesel, a maioria dos motores de automóveis opera a ciclo Otto.

Com a diversificação da matriz energética, muitos motores foram adaptados para alguns combustíveis específicos. Segundo Salazar (2014), os motores alimentados por gás de síntese têm um rendimento de aproximadamente 28%, quando associado a um grupo gerador para geração de energia elétrica. Entretanto, no Brasil a maior potência disponível para esse tipo de motor é cerca de 230 kW.

#### 3.3.2 O ciclo Rankine

O ciclo Rankine ou ciclo de potência a vapor foi desenvolvido por William John Macquorn Rankine no século XIX. Atualmente, o ciclo Rankine utilizando água e vapor como fluidos de trabalho é o ciclo termodinâmico mais utilizado para geração de energia elétrica (BOYCE, 2002). Segundo ICLEI (2010), o rendimento térmico obtido por meio deste sistema

é de cerca de 30 %. Este ciclo consiste em quatro etapas: a compressão, o fornecimento de calor, a expansão e a rejeição de calor.

A etapa de compressão é realizada com o auxílio de uma bomba. Para evitar o fenômeno de cavitação, é fundamental que o fluido na entrada deste equipamento esteja completamente no estado líquido, ou seja, com título inferior ou igual a zero (Equação 3.16).

$$\varphi_1 \leq 0 \quad (3.16)$$

Considerando uma compressão real, assume-se que a bomba possui uma eficiência isentrópica ( $\eta_{s,b}$ ) e que a etapa de compressão é regida pelas seguintes equações:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.17)$$

$$\eta_{s,b} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.18)$$

A equação (3.17) representa o cálculo da potência da bomba ( $\dot{W}_{bomba}$ ) em função da vazão mássica de água ( $\dot{m}$ ) e das entalpias de entrada ( $h_1$ ) e saída ( $h_2$ ). Já a equação (3.18) relaciona a eficiência isentrópica da bomba ( $\eta_{s,b}$ ) com as entalpias de entrada ( $h_1$ ), saída ( $h_2$ ) e saída considerando uma compressão isentrópica ( $h_{2s}$ ).

A etapa de fornecimento de calor ocorre dentro da caldeira. Geralmente, nesta etapa ocorrem perdas térmicas e perdas de carga, mas como hipótese simplificadora, pode-se considerar que esta etapa ocorre a pressão constante e sem perdas térmicas. A caldeira tem como função principal gerar vapor e a energia necessária para isto pode vir diretamente de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos ou através da troca de calor de gases quentes com a água. Sendo para este último caso chamada de caldeira de recuperação.

De acordo com ICLEI (2010), o uso de gás de síntese nas caldeiras demanda alguns ajustes. Para o controle do nível de umidade do gás são utilizados purgadores e linhas de condensado, impedindo, desta forma, danos aos equipamentos e problemas na operação das caldeiras. Além disso, devido a problemas de corrosão, deve-se realizar a manutenção regular das caldeiras, impedindo a formação de depósitos de sílica, enxofre e cloro.

A etapa de fornecimento de calor pode ser expressa pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{ent} = \eta_{cald} \dot{m}_{comb} PCI_{comb} \quad (3.20)$$

A equação (3.19) representa o cálculo do calor fornecido à água ( $\dot{Q}_{ent}$ ) em função da vazão mássica de água ( $\dot{m}$ ) e das entalpias de entrada ( $h_2$ ) e saída ( $h_3$ ). Já a equação (3.20) relaciona o calor fornecido à água ( $\dot{Q}_{ent}$ ) com a eficiência da caldeira ( $\eta_{cald}$ ), a vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) e o poder calorífico inferior do combustível ( $PCI_{comb}$ ).

Ao sair da caldeira, o vapor superaquecido que sai da caldeira, segue para a turbina, na qual será expandido até a pressão baixa do ciclo. Assim, como a etapa de compressão, a expansão é tratada como irreversível. As equações que representam esta etapa estão dispostas a seguir:

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.21)$$

$$\eta_{s,t} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})} \quad (3.22)$$

A equação (3.21) representa o cálculo da potência da turbina ( $\dot{W}_{turbina}$ ) em função da vazão mássica de água ( $\dot{m}$ ) e das entalpias de entrada ( $h_3$ ) e saída ( $h_4$ ). Já a equação (3.22) relaciona a eficiência isentrópica da turbina ( $\eta_{s,t}$ ) com as entalpias de entrada ( $h_3$ ), saída ( $h_4$ ) e saída considerando uma expansão isentrópica ( $h_{4s}$ ).

A última etapa do ciclo é a etapa de condensação, na qual o calor é rejeitado para condensar o vapor até o título de entrada na bomba ( $\varphi_1$ ). A equação (3.23) representa esta etapa.

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (3.23)$$

### 3.4 A BIOMASSA E SUAS APLICAÇÕES

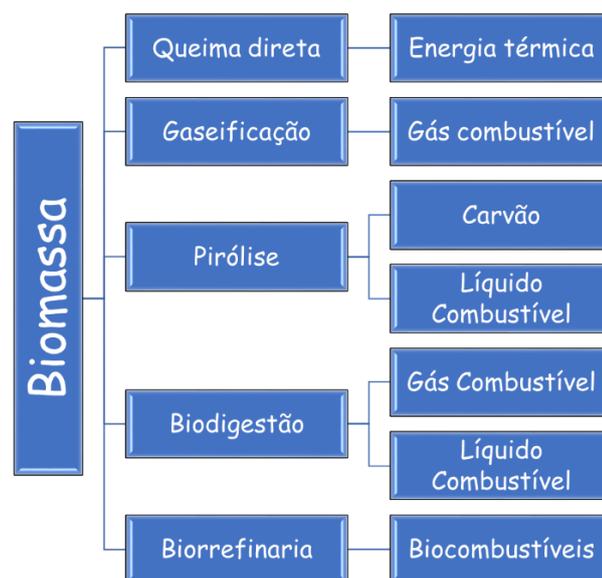
#### 3.4.1 A biomassa

A biomassa consiste em qualquer matéria orgânica que pode ser transformada em energia mecânica, térmica ou elétrica (ANEEL, 2008). Ao contrário dos combustíveis fósseis e minerais, a biomassa é renovável e sua queima, na maioria das vezes, é menos prejudicial ao meio ambiente. Freitas (2015) destaca alguns motivos para uso de biomassa, dentre eles: “[...] a elevação dos preços do petróleo, as preocupações com a segurança do suprimento energético, os níveis crescentes de poluição atmosférica e as modificações climáticas a nível global”.

Segundo a ANEEL (2008), a biomassa pode ser classificada de acordo com a sua origem, podendo ser: “[...] florestal (madeira, principalmente), agrícola (soja, arroz e cana-de-açúcar, entre outras) e rejeitos urbanos e industriais (sólidos ou líquidos, como o lixo)”. O resíduo de paletes, que é o resíduo utilizado por esse trabalho, está inserido na categoria de biomassa florestal. Para Gonzales (2014), esse tipo de biomassa pode ser considerado “uma mistura complexa de polímeros naturais de carboidratos conhecidos como celulose e hemicelulose, lignina e uma pequena quantidade de outras substâncias, tais como, extrativos e cinzas”.

Atualmente existem diversas técnicas para a conversão da biomassa em energia ou combustível. Algumas destas técnicas estão mostradas na Figura 4.

Figura 4 - Técnicas de conversão da biomassa e seus produtos



Fonte: Autor

### 3.4.2 Queima direta

A queima direta tem como objetivo principal a obtenção de energia térmica a partir da queima da biomassa. Antes de ser queimada, a biomassa passa, geralmente, por etapas de limpeza, para retirada de impurezas, e de desumidificação. A cogeração em indústrias de açúcar e álcool consiste basicamente na queima o bagaço da cana (biomassa) em caldeiras para a geração de vapor e, conseqüentemente, geração de energia elétrica. Ademais, de acordo com Gonzales (2014), a queima direta é utilizada por aproximadamente metade da população do planeta e 90% das casas em região rural para geração de calor.

### 3.4.3 Gaseificação

A gaseificação pode ser definida como um processo de conversão química e térmica de produtos carbonáceos (biomassa, carvão mineral e óleos) em gases combustíveis. O gás combustível geralmente é queimado em caldeiras, motores alternativos ou em microturbinas para geração de energia. Vale destacar também, que a combustão do gás pode ser realizada em fornos e fornalhas originalmente projetados para combustíveis líquidos e gasosos derivados do petróleo sem a necessidade de alterações drásticas nesse equipamento (SÁNCHEZ, 2010).

Dentre as vantagens da gaseificação estão: a geração de energia de forma renovável; a possibilidade de aproveitamento de ampla variedade de biomassa; o não aumento das emissões de carbono para a atmosfera. Por outro lado, o investimento inicial em uma instalação de gaseificação ainda é muito elevado e as tecnologias utilizadas para a limpeza dos gases ainda são pouco eficientes. Os constituintes de uma instalação de gaseificação, segundo Sánchez (2010), estão listados a seguir:

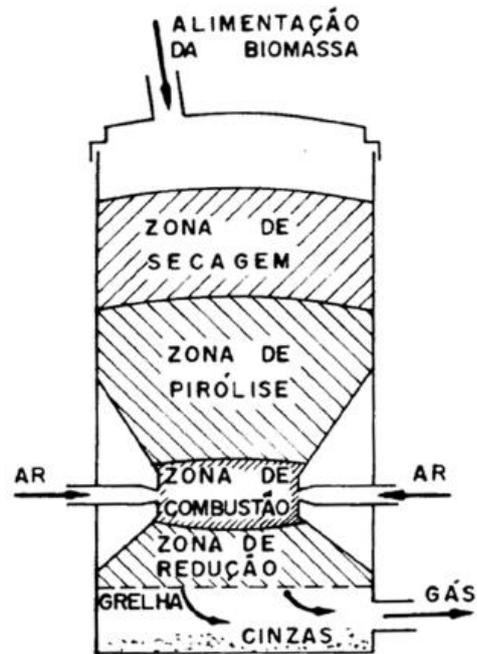
- i. Sistema de pré-processamento do combustível: sendo este sistema responsável pelo estoque, transporte, redução da biomassa ao tamanho adequado e diminuição da umidade da biomassa;
- ii. Gaseificador: com capacidade para produzir um gás combustível limpo e de alta qualidade, trabalhando eficientemente, respondendo rapidamente às alterações de carga, com custo compatível e durabilidade suficiente para a aplicação requerida;

- iii. Sistema de controle do processo de gaseificação: responsável pelo controle dos fluxos do agente gaseificante e da biomassa; das temperaturas do leito e das paredes do gaseificador; da pressão interna do gaseificador;
- iv. Sistema de tratamento de resíduos: com finalidade de remover as impurezas do gás (alcatrão, cinzas, resíduo carbonoso e compostos nitrogenados).

Os gaseificadores podem ser classificados de várias maneiras. Uma das classificações diz respeito à pressão de trabalho que pode ser baixa (pressão atmosférica) ou elevada (até 2000 kPa). Quanto ao poder calorífico inferior (PCI) dos gases combustíveis, os gaseificadores são separados em gases de baixo PCI (até 5 MJ/Nm<sup>3</sup>), gases de PCI moderado (entre 5 e 10 MJ/Nm<sup>3</sup>) e gases de PCI elevado (acima de 10 MJ/Nm<sup>3</sup>). Esses equipamentos podem ser categorizados pelo tipo de biomassa (florestal, agrícola e resíduos urbanos) e pela forma da biomassa (em natura, pelletizadas e pulverizada).

Os gaseificadores podem ser também classificados de acordo com o tipo de agente gaseificador utilizado. Os agentes gaseificadores utilizados atualmente são: o ar, o vapor de água, o oxigênio e o hidrogênio. No que diz respeito à movimentação relativa entre a biomassa e o agente de gaseificação, os gaseificadores podem ser categorizados em: contracorrente, concorrente, fluxo cruzado e leito fluidizado. A Figura 5 ilustra um gaseificador concorrente alimentado a ar.

Figura 5 - Esquema de um gaseificador concorrente



Fonte: Sánchez (2010)

Em cada zona indicada na Figura 5 ocorrem uma série de reações químicas importantes para a formação do gás combustível. Essas reações estão expressas na Figura 6.

Figura 6 - Reações químicas dentro de um gaseificador

Zona de Secagem	• Remoção de umidade
Zona de Pirólise	• Remoção de alcatrões e outros voláteis
Zona de Combustão	• $C + O_2 \rightarrow CO_2$
Zona de Redução	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>C + 2H_2 \rightarrow CH_4</math></li> <li>• <math>C + H_2O \rightarrow CO + H_2</math></li> <li>• <math>C + CO_2 \rightarrow 2CO</math></li> <li>• <math>CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2</math></li> </ul>

Fonte: Autor

### 3.4.4 Pirólise

A pirólise é o mais antigo processo de conversão de um combustível sólido em outro de melhor qualidade e conteúdo energético (ANEEL, 2008). Pode-se definir a pirólise como a decomposição térmica que ocorre na ausência de gás oxigênio (oxidante). Além disso, ela é a primeira reação que acontece nos processos de gaseificação e combustão, seguida da oxidação total ou parcial dos produtos primários (MEIER et al., 2013). De acordo com Sousa e Andrade (2015), “[...] é importante diferenciar a pirólise da gaseificação: a gaseificação decompõe a biomassa em gás controlando a quantidade de oxigênio presente no reator; já a pirólise ocorre na ausência de oxigênio, em atmosfera inerte”.

Os processos de pirólise podem ser divididos em três tipos principais: a pirólise rápida, a pirólise intermediária e a carbonização. A pirólise rápida é realizada em temperaturas próximas a 500 °C e tempos curtos de residência de vapores (1 segundo). A pirólise intermediária ocorre em temperaturas da ordem de 500 °C com tempo de residência dos vapores entre 10 e 20 segundos. Por último, a carbonização acontece em baixas temperaturas (cerca de 400 °C) e grandes tempos de residência de vapor (BRIDGWATER, 2007).

### 3.4.5 Biodigestão

A geração de biogás a partir de biodigestores foi descoberta por Alessandro Volta no século XVIII e passou a ser utilizada em larga escala para atender as demandas energéticas das zonas rurais da China e da Índia. A biodigestão consiste em realizar uma decomposição controlada de resíduos agrícolas, lixo urbano e excrementos para a produção do biogás. No Brasil, a biodigestão está fortemente ligada à sua capacidade de estabilização de resíduos, a fim de reduzir os impactos ambientais dos resíduos urbanos (SEGHEZZO et al., 1998).

A melhoria do tratamento dos resíduos orgânicos urbanos em países desenvolvidos permitiu o maior aproveitamento de biogás. Dessa forma, essas estações de tratamento passaram a ser consideradas como plantas de biogás, nas quais o produto principal é o biogás e o saneamento é o subproduto (CENBIO, 2000).

O biogás é um subproduto da biodigestão e representa, somente, 4 a 7% do peso da matéria orgânica inicial do processo (OLIVEIRA, 2005). Ele é basicamente uma mistura de gases contendo metano, dióxido de carbono, nitrogênio, hidrogênio, monóxido de carbono, gás sulfídrico e oxigênio. O teor de gás metano varia entre 40 a 80% do volume total, o teor de

dióxido de carbono está entre 20 e 60%. O nitrogênio é um gás residual, com teor entre 0,5 e 3% do volume, enquanto o monóxido de carbono representa 0,1% (ALVES et al., 1980).

O hidrogênio tem uma porcentagem da composição de 1 a 10%, além de ser o componente da mistura com maior poder calorífico. O oxigênio é residual e tem uma parcela de até 1% na composição do biogás. Por último, o gás sulfídrico apresenta traços na composição final (ALVES et al., 1980). Vale salientar que o gás sulfídrico tem caráter ácido e provoca fortes irritações quando em contato com o organismo humano.

Após formado, o biogás ainda deve passar por uma etapa de purificação, na qual serão retirados a umidade, o gás sulfídrico e o gás carbônico. Segundo o CENBIO (2000), ao final desta etapa o biogás deverá ter um poder calorífico inferior em torno de 9,5 kWh/m<sup>3</sup>.

### **3.4.6 Biorrefinaria**

Para Jong e Jungmeier (2015), biorrefinaria é o processamento sustentável de biomassa em uma variedade de produtos comercializáveis e energia. Muitos dos processos utilizados nas biorrefinarias envolvem biodigestores, pirolisadores e outros equipamentos. No entanto, os produtos finais ou intermediários da biorrefinaria são alimentos, sementes, substâncias químicas, materiais, biocombustíveis, potência ou calor.

Atualmente, para reduzir o uso de combustíveis fósseis, as biorrefinarias estão voltadas para a produção de biocombustíveis que possam ser estocados e transportados facilmente. No Brasil, o biodiesel é um exemplo de biocombustível proveniente de biorrefinarias. Segundo a ANP (2017), o biodiesel “[...] é um combustível renovável obtido a partir de um processo químico denominado transesterificação”. Nesse processo, os triglicerídeos presentes nos óleos e gordura animal passam por uma reação química com um álcool primário, metanol ou etanol, gerando dois produtos: o éster (biodiesel) e a glicerina.

### 3.5 PRINCÍPIOS ECONÔMICOS

Este item discorre sobre os princípios econômicos que serão levados em consideração para a escolha do sistema de cogeração. Dessa forma, as equações que fundamentam as análises de investimento e os termos técnicos serão explicitados.

#### 3.5.1 Juros simples e compostos

Como afirma Pamplona e Montevechi (2006), “[...] juros é o que se paga pelo custo do capital, ou seja, é o pagamento pela oportunidade de poder dispor de um capital durante determinado tempo”. Dessa forma, para que investimentos sejam analisados é preciso relacionar a quantidade de lucro obtido com o tempo gasto para tal. Existem dois tipos básicos de juros: o simples e o composto.

Os juros simples não são aplicados em quaisquer transações financeiras no Brasil, apesar de já terem sido utilizados em situações de curto prazo. Entretanto, algumas transações ao redor do mundo utilizam a lógica de rendimentos simples com progressões aritméticas. Os juros simples são regidos pelas seguintes equações:

$$J = P \cdot i \cdot n \quad (3.24)$$

$$F = P + J = P \cdot (1 + i \cdot n) \quad (3.25)$$

Nas equações (3.24) e (3.25), as variáveis envolvidas são: a taxa de juros ( $i$ ); o número de períodos de tempo ( $n$ ); o valor dos juros ( $J$ ); o valor financeiro presente ( $P$ ), que é o valor antes do período de capitalização; o valor financeiro futuro ( $F$ ), o qual é a quantia posterior ao período de capitalização.

Os juros compostos são os mais praticados ao redor do mundo e são a base das transações financeiras modernas. Dentre outros motivos, sua aplicação se deve a sua maior rentabilidade para um mesmo período de tempo quando comparado aos juros simples. O cálculo de juros compostos pode ser expresso pelas equações abaixo:

$$F = P \cdot (1 + i)^n \quad (3.26)$$

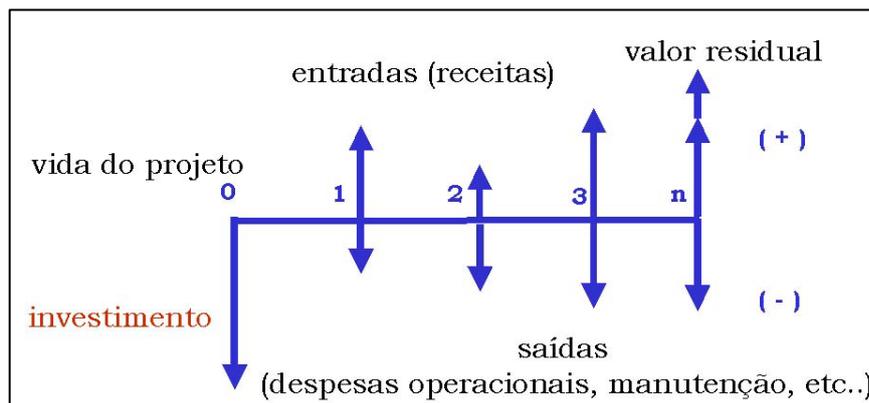
$$J = F - P = P \cdot [(1 + i)^n - 1] \quad (3.27)$$

Onde as variáveis das equações (3.26) e (3.27) têm as mesmas denominações das equações (3.24) e (3.25).

### 3.5.2 Fluxo de caixa e equivalência de capitais

Fluxo de caixa é um modelo esquemático com a finalidade de representar as saídas (despesas) e as entradas (receitas) em um intervalo de tempo. Um exemplo de um fluxo de caixa está mostrado na Figura 7.

Figura 7 - Exemplo de um fluxo de caixa

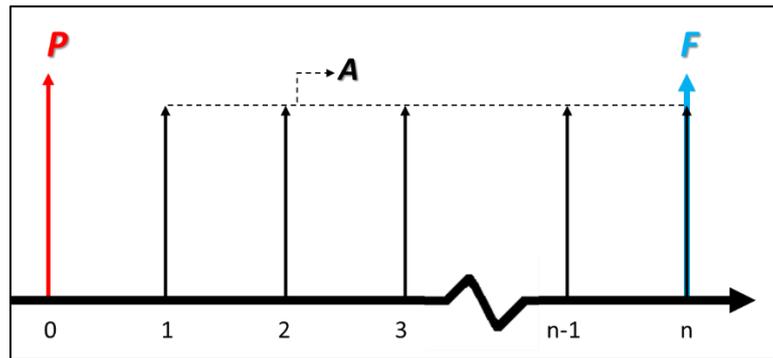


Fonte: Pamplona e Montevechi (2006)

A análise econômica de um fluxo de caixa é feita através do princípio da equivalência de capitais. Segundo este princípio, é necessário escolher uma data focal, isto é, uma data do período de análise para a qual todas movimentações de capital serão levadas. Assim, após todos capitais levados à data focal, faz-se as somas das entradas e das saídas (balanço financeiro). Vale destacar também que todas análises de investimentos utilizarão juros compostos através das equações (3.26) e (3.27).

Despesas e receitas são transferidas para uma data focal de acordo com a equação (3.26), sendo:  $P$  o valor (presente) equivalente na data focal quando o capital analisado estiver em uma data posterior e  $F$  o valor (futuro) equivalente na data focal quando o capital analisado estiver em uma data anterior. Para os casos em que o aporte ou a retirada de capital é constante ao longo de um período de tempo ( $n$ ), existem duas equações que facilitam os cálculos. Para um capital “ $A$ ” aplicado em “ $n$ ” períodos de acordo com o fluxo de caixa da Figura 8, obtém-se as equações (3.28) e (3.29).

Figura 8 - Fluxo de caixa com aporte constante de A com duração de n períodos



Fonte: Autor

$$P = A \cdot \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} \right] \quad (3.28)$$

$$F = A \cdot \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (3.29)$$

Onde:  $i$  é a taxa de juros;  $n$  é a duração dos aportes  $A$ ;  $A$  é o aporte realizado em cada um dos períodos de 1 a  $n$ ;  $P$  é o capital equivalente na data focal 0 a todos aportes  $A$ ;  $F$  é o capital equivalente na data focal  $n$  a todos aportes  $A$ .

### 3.5.3 Método do valor presente líquido

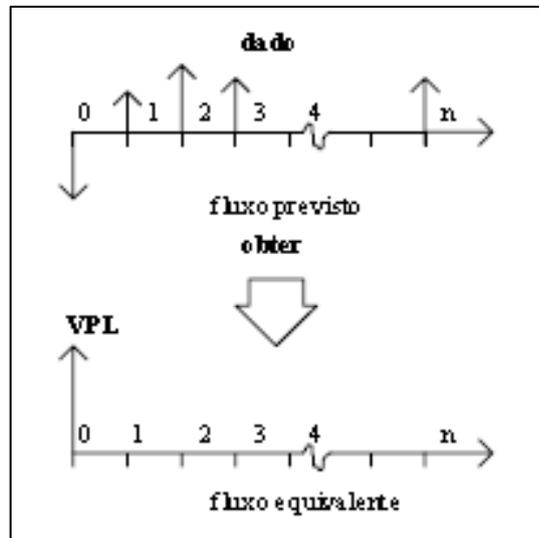
A viabilidade econômica de um projeto diz respeito à sua capacidade de gerar lucro em um período de tempo desejado. Entretanto, na maioria das vezes as informações sobre custos são difíceis de serem obtidas ou são imprecisas. Nesses casos, deve-se realizar uma estimativa dos custos por analogias ou similaridades com outros produtos, por análise de dados históricos ou por outros métodos. Ademais, para que o processo de análise de custos seja eficaz é necessária uma abordagem multidisciplinar (BACK et al., 2008).

De acordo com Pamplona e Montevechi (2006), existem três metodologias principais para a análise da viabilidade de investimentos: o método do valor presente líquido, o método do valor anual uniforme e o método da taxa interna de retorno. O método do valor presente líquido, também denominado método do valor atual, é caracterizado pela transferência de todos os capitais esperados ao longo do fluxo para o instante presente à taxa de juros desejada pela empresa (taxa mínima de atratividade).

De uma maneira mais analítica, esse método consiste simplesmente no transporte de todos os recebimentos e desembolsos esperados para a data zero de um fluxo de caixa. Caso o valor presente seja positivo, a proposta de investimento é atrativa, e quanto maior o valor

positivo, mais atrativa é a proposta (PAMPLONA e MONTEVECHI, 2006). A ideia do método é mostrada esquematicamente, na Figura 9.

Figura 9 - Método do Valor Presente Líquido

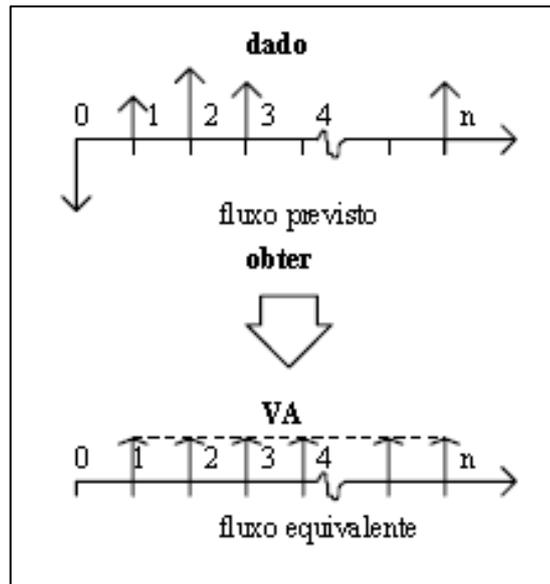


Fonte: Pamplona e Montevechi (2006)

### 3.5.4 Método do valor anual uniforme

O método do valor anual uniforme (VAU) consiste em transformar todos as receitas e despesas presentes no fluxo de caixa em uma série uniforme de pagamentos, indicando desta forma o valor do benefício líquido por ano, já que na maioria dos estudos de engenharia econômica os períodos são anuais. O projeto em análise só será atrativo caso apresente um lucro líquido anual positivo, e entre vários projetos, aquele de maior benefício positivo será o mais interessante (PAMPLONA e MONTEVECHI, 2006). Este método é ilustrado na Figura 10.

Figura 10 - Método do valor anual uniforme



Fonte: Pamplona e Montevechi (2006)

### 3.5.5 Método da taxa interna de retorno

O método da taxa interna de retorno (TIR) é essencialmente diferente das outras metodologias de análise de investimentos. Neste método, ao invés de quantificar sua viabilidade pelo tamanho do lucro líquido obtido, calcula-se a taxa de retorno para que o valor presente líquido (VPL) seja nulo. A taxa interna de retorno indica o valor máximo da taxa de rendimento para que o projeto não dê prejuízo. Dessa forma, caso a TIR seja superior à taxa utilizada pela empresa, o projeto é viável. Se a TIR calculada for inferior à taxa mínima de atratividade, o projeto é indesejável economicamente.

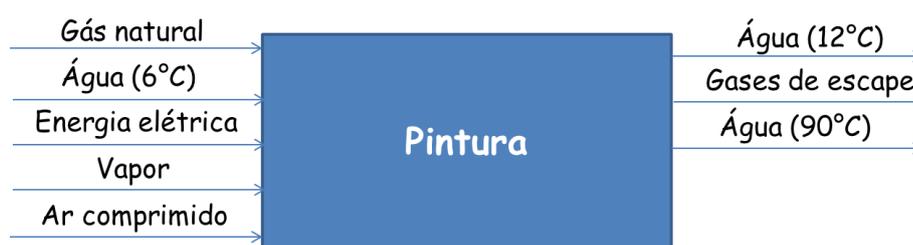
## 4 METODOLOGIA

A metodologia será dividida em quatro tópicos principais. Os dois primeiros, “O PROCESSO DE PINTURA” e “POSSÍVEIS SISTEMAS COGERATIVOS”, tem por objetivo propor sistemas de cogeração adequados às condições do processo de pintura. O tópico “METODOLOGIA DOS FATORES ENERGÉTICOS” tem por objetivo mensurar as propriedades do resíduo de madeira, selecionar equipamentos, calcular e avaliar os fatores energéticos dos sistemas de cogeração propostos. Por fim, o tópico “METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS” tem por objetivo calcular e avaliar os fatores financeiros dos sistemas de cogeração propostos.

### 4.1 O PROCESSO DE PINTURA

Baseando-se no estudo desenvolvido por Sousa (2018), o processo de pintura é o processo que consome mais energia da fábrica, sendo responsável por uma demanda de 45% da energia total. Este processo envolve várias etapas, mas que não precisam ser detalhadas, já que a fonte energética do sistema cogenerativo será a madeira extraída de paletes. Um fluxograma listando as entradas e saídas do sistema está ilustrado na Figura 11 e as informações pertinentes às entradas e saídas do processo estão expressas no Quadro 1.

Figura 11 - Fluxograma do processo de pintura



Fonte: Autor

Quadro 1 - Informações do processo de pintura

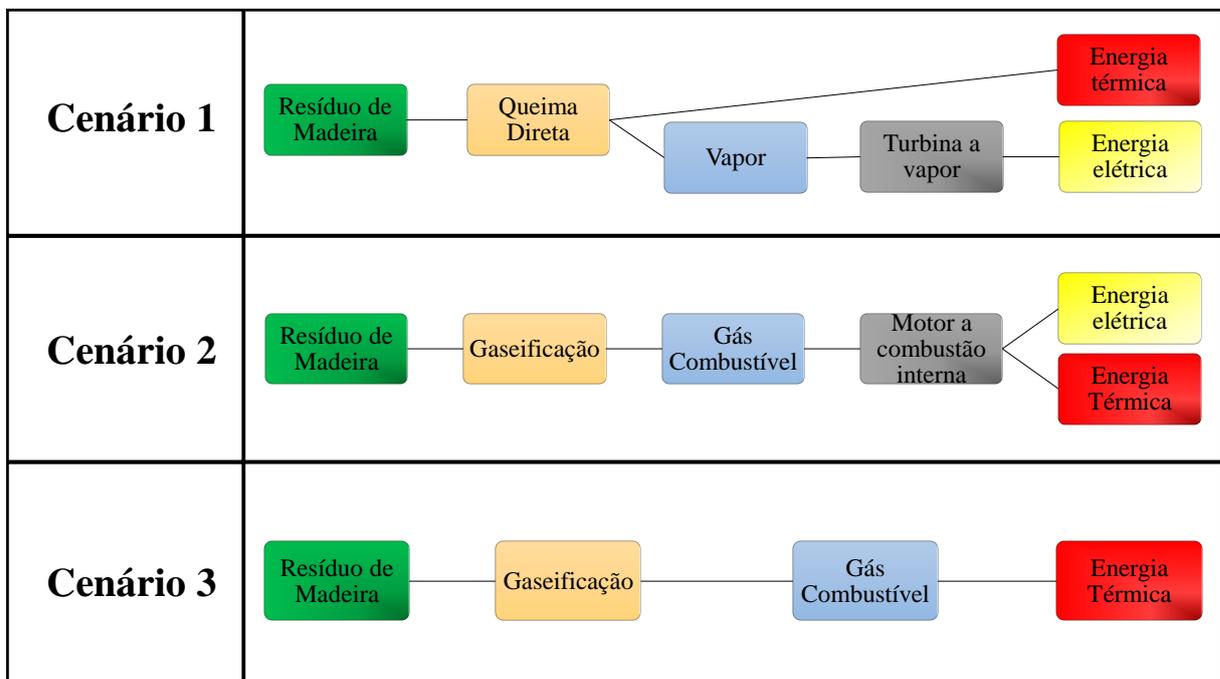
<b>Pintura</b>	Energia elétrica	13,8 kV	Força motriz e iluminação
	Água	6°C	Climatização e Processo
	Ar comprimido	8 bar	Processo
	Gás natural	2,5 bar	Processo
	Água	90°C	Processo
<b>Resíduos</b>	Paletes de madeira	14 ton./dia	Sobras de embalagens

Fonte: Autor

#### 4.2 POSSÍVEIS SISTEMAS COGERATIVOS

Dentre as diversas possibilidades de cogeração para os resíduos de madeira de paletes, foram identificadas opções que se adequem ao processo de pintura. Nesse aspecto, as alternativas são: a geração de energia elétrica, a geração de energia térmica para aquecer a água utilizada no processo e a substituição do gás natural pelo gás de síntese. Dessa forma, foram elaborados três possíveis sistemas cogenerativos, os quais estão representadas pela Figura 12.

Figura 12 - Sistemas de cogeração aplicáveis ao processo de pintura



Fonte: Autor

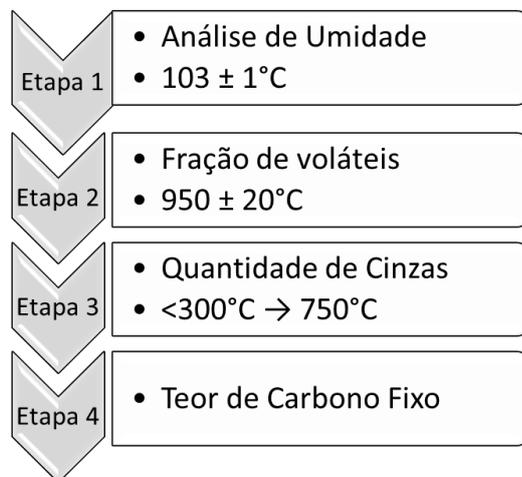
### 4.3 METODOLOGIA DOS FATORES ENERGÉTICOS

- Os sistemas serão modelados com base na primeira Lei da termodinâmica através de balanços de massa e energia e na segunda Lei da termodinâmica através de balanços de entropia;
- Os sistemas estão em um ambiente com pressão atmosférica de 1 atm e temperatura de 25°C (estado padrão);
- Os motores operando a ciclo Otto serão modelados com as equações apresentadas no tópico “O ciclo Otto”;
- As turbinas a vapor operando em um ciclo Rankine serão modeladas com as equações apresentadas no tópico “O ciclo Rankine”;
- Dentre os processos abordados no tópico “A BIOMASSA E SUAS APLICAÇÕES”, apenas a gaseificação e a queima direta serão consideradas alternativas para o sistema cogenerativo, atendendo as demandas do processo de pintura (ver “O PROCESSO DE PINTURA”);
- O modelo de gaseificador utilizado terá o escoamento concorrente e o agente gaseificante escolhido é o ar;
- A madeira extraída dos paletes deverá ser caracterizada através de uma análise imediata.

#### 4.3.1 Análise imediata

A análise imediata (Figura 13) fornece as frações em peso de umidade, voláteis, cinzas e carbono fixo de uma amostra de biomassa. Para a realização das medições são utilizadas as normas ASTM D 1102 (1984), ASTM E 871 (1982) e ASTM E 872 (1982).

Figura 13 - Fluxograma da análise imediata



Fonte: Autor

A análise de umidade é a primeira a ser feita, e nela a umidade é determinada pelo método do forno de secagem. Neste método as amostras são secas em um forno com circulação natural de ar à uma temperatura de  $103 \pm 1^\circ\text{C}$  até não ocorrer mais variação de peso (ASTM E 871, 1982).

A segunda etapa é a determinação da fração de voláteis. A fração de voláteis é obtida aquecendo-se a amostra em um cadinho coberto, por 7 minutos a  $950 \pm 20^\circ\text{C}$ , segundo a norma ASTM E 872 (1982).

A terceira etapa é a obtenção da quantidade de cinzas. Essa fração é determinada aquecendo-se lentamente a amostra de uma temperatura inicial inferior a  $300^\circ\text{C}$  à temperatura final de  $600^\circ\text{C}$ , mantendo a temperatura final por duas horas (ASTM D 1102, 1984).

Por último, o teor de carbono fixo é determinado subtraindo o total pelas frações da umidade, dos voláteis e das cinzas.

#### 4.3.2 Modelo matemático de gaseificação

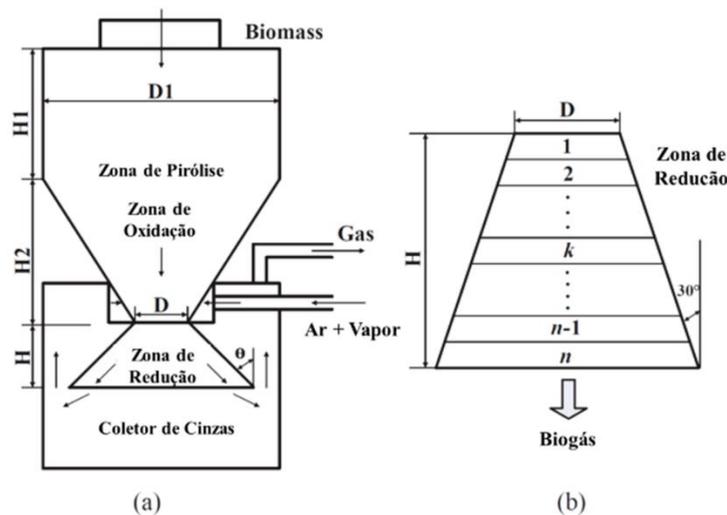
Conforme descrito no tópico “Gaseificação”, um gaseificador é dividido em quatro zonas principais: zona de secagem, zona de pirólise, zona de combustão e zona de redução. De acordo com Jia et al. (2018), a gaseificação pode ser dividida em duas partes. As reações que ocorrem nas zonas de pirólise e combustão podem ser representadas por um submodelo, o qual é baseado no equilíbrio químico e no método da capacitância global. Por outro lado, as reações

que se dão na zona de redução são descritas por um submodelo de cinética química unidimensional.

O modelo matemático adotado neste trabalho é semelhante ao proposto por Jia et al. (2018). As equações e propriedades termodinâmicas de cada submodelo foram calculadas através do software EES. Os valores obtidos foram exportados para o Excel para elaboração de gráficos e tabelas. O modelo de gaseificação foi validado através da simulação do cenário estudado por Jia et al. (2018) através do software EES e Excel. Os valores de composição dos elementos e a temperatura obtidos tiveram uma variação máxima de 10% ao obtido pelo autor. Essa variação pode ser explicada pela diferença de valores das propriedades termodinâmicas calculados no EES e calculados por Jia et al. (2018).

A Figura 14 representa o diagrama esquemático do gaseificador utilizado neste modelo, assim como as dimensões da zona de redução. As dimensões adotadas para o gaseificador são baseadas na metodologia de dimensionamento proposta por Rodriguez (2007). O gaseificador dimensionado por Rodriguez (2007) tem capacidade de processamento de 100kg/h de biomassa, tendo o modelo proposto capacidade de 583,3 kg/h. Para fins comparativos, as dimensões de ambos os modelos são representadas pela Tabela 1.

Figura 14 - Diagrama do (a) gaseificador concorrente e (b) das dimensões da zona de redução.



Fonte: Adaptado de Jia et al. (2018)

Tabela 1 - Dimensões dos modelos Rodriguez (2007) e proposto.

<b>Dimensões</b>	<b>Modelo Rodriguez (2007)</b>	<b>Modelo proposto</b>
D1 (mm)	640	1542
H1 (mm)	785	1891
H2 (mm)	278	670
D (mm)	319	771
H (mm)	278	670
$\theta$	30°	30°

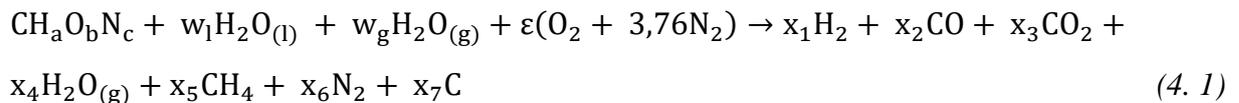
Fonte: Autor

De acordo com Jia et al. (2018), o modelo é fundamentado nas seguintes hipóteses:

- As espécies estão em equilíbrio químico na saída da zona de pirólise e combustão. Além disso, a temperatura é obtida através do método de capacitância global;
- As reações que ocorrem na zona de redução são unidimensionais e são controladas pela cinética química;
- A presença de alcatrão no gás de síntese é desconsiderada;
- A perda térmica do gaseificador para a vizinhança é desprezada.

#### 4.3.2.1 Submodelo das reações de pirólise e combustão

A reação global, normalizada pela quantidade (kmol) de carbono presente na biomassa, que ocorre nas zonas de pirólise e combustão, está expressa abaixo:



Na equação (4.1), as variáveis envolvidas são: a quantidade (kmol) de hidrogênio na biomassa (a); a quantidade (kmol) de oxigênio na biomassa (b); a quantidade (kmol) de nitrogênio na biomassa (c); a quantidade (kmol) de umidade na biomassa ( $w_l$ ); a umidade do ar em kmol ( $w_g$ ); a quantidade (kmol) de ar adicionada ( $\varepsilon$ ); a quantidade (kmol) de gás hidrogênio produzida ( $x_1$ ); a quantidade (kmol) de monóxido de carbono produzida ( $x_2$ ); a quantidade (kmol) de dióxido de carbono produzida ( $x_3$ ); a quantidade (kmol) de vapor de água produzida ( $x_4$ ); a quantidade de metano produzida ( $x_5$ ); a quantidade de gás nitrogênio produzida ( $x_6$ ); a quantidade de char produzida ( $x_7$ ).

A quantidade (kmol) de umidade na biomassa ( $w_l$ ) é representada pela equação a seguir:

$$w_l = (12 + a + 16b + 14c) / 18(1 - MC) \quad (4.2)$$

Onde: a,b,c são as mesmas variáveis descritas na equação (4.1); MC é a fração mássica da umidade da biomassa.

Por outro lado, a quantidade de ar adicionada ( $\varepsilon$ ) é diretamente proporcional à razão de equivalência (ER) e a razão ar-biomassa ideal, como expresso pela equação (4.3):

$$\varepsilon = ER(1 + 0,25a - 0,5b) \quad (4.3)$$

A determinação das quantidades dos produtos e da temperatura após as reações de pirólise e combustão é feita através de quatro balanços de matéria, duas equações de equilíbrio químico e um balanço de energia. As equações (4.4) a (4.7) representam, respectivamente, balanço de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio.

$$x_2 + x_3 + x_5 + x_7 = 1 \quad (4.4)$$

$$a + 2w_l + 2w_g = 2x_1 + 2x_4 + 4x_5 \quad (4.5)$$

$$b + w_l + w_g + 2\varepsilon = x_2 + 2x_3 + x_4 \quad (4.6)$$

$$0,5c + 3,76\varepsilon = x_6 \quad (4.7)$$

Ainda de acordo com Jia et al. (2018), as quantidades produzidas de metano e de char são diretamente proporcionais à razão do teor de carbono fixo obtido na análise imediata (FC) e ao teor de carbono obtido pela análise elementar (CE). Essa relação está expressa na equação (4.8).

$$x_5 + x_7 = FC/CE \quad (4.8)$$

As reações químicas que ocorrem nas zonas de pirólise e combustão são representadas pelas equações (4.9) e (4.10).



Considerando que o sistema está na pressão de referência, as constantes de equilíbrio químico para essas reações são as seguintes:

$$K_1 = \frac{x_5 n_T}{x_1^2} = \exp\left[-(\bar{g}_{T,CH_4}^0 - 2\bar{g}_{T,H_2}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.11)$$

$$K_2 = \frac{x_1 x_3}{x_2 x_4} = \exp\left[-(\bar{g}_{T,H_2}^0 + \bar{g}_{T,CO_2}^0 - \bar{g}_{T,CO}^0 - \bar{g}_{T,H_2O}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.12)$$

$$\bar{g}_{T,z}^0 = \bar{h}_{T,z}^0 - T\bar{s}_{T,z}^0 \quad (4.13)$$

$$\bar{h}_{T,z}^0 = \bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 \quad (4.14)$$

Onde:  $K_1$  é a constante de equilíbrio químico da reação representada pela equação (4.9);  $n_T$  é a soma de  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  e  $x_6$ ;  $\bar{g}_{T,z}^0$  é a energia livre de Gibbs em base molar de uma substância “z” a temperatura T e pressão atmosférica;  $R_m$  é a constante universal dos gases em

base molar;  $T$  é a temperatura de saída dos gases da zona de combustão;  $K_2$  é a constante de equilíbrio químico da reação representada pela equação (4.10);  $\bar{h}_{T,z}^0$  é a entalpia em base molar de uma substância “z” a temperatura  $T$  e pressão atmosférica;  $\bar{h}_f^0$  é a entalpia de formação no estado de referência padrão;  $\bar{h}$  é a entalpia sensível no estado especificado;  $\bar{h}^0$  é a entalpia sensível no estado de referência padrão.

Por fim, um balanço de energia, fundamentado na primeira lei da termodinâmica, considerando um regime estacionário é expresso pela seguinte equação:

$$\bar{H}_{T_0,biomass}^0 + w_l \bar{h}_{T_0,H_2O(l)}^0 + w_g \bar{h}_{T_0,H_2O(g)}^0 + \varepsilon \bar{h}_{T_0,O_2}^0 + 3,76\varepsilon \bar{h}_{T_0,N_2}^0 = x_1 \bar{h}_{T,H_2}^0 + x_2 \bar{h}_{T,CO}^0 + x_3 \bar{h}_{T,CO_2}^0 + x_4 \bar{h}_{T,H_2O}^0 + x_5 \bar{h}_{T,CH_4}^0 + x_6 \bar{h}_{T,N_2}^0 + x_7 \bar{C}_{p,C}(T - T_0) + m_{ash} C_{p,ash}(T - T_0) \quad (4.15)$$

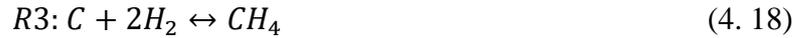
Na equação (4.15), as variáveis envolvidas são: a entalpia da biomassa ( $\bar{H}_{T,biomass}^0$ ); a quantidade de umidade na biomassa ( $w_l$ ); a quantidade de vapor de água adicionada ( $w_g$ ); a entalpia em base molar de uma substância química “z” ( $\bar{h}_{T,z}^0$ ); a quantidade de ar adicionada ( $\varepsilon$ ); a quantidade de gás hidrogênio produzida ( $x_1$ ); a quantidade de monóxido de carbono produzida ( $x_2$ ); a quantidade de dióxido de carbono produzida ( $x_3$ ); a quantidade de vapor de água produzida ( $x_4$ ); a quantidade de metano produzida ( $x_5$ ); a quantidade de gás nitrogênio produzida ( $x_6$ ); a quantidade de char produzida ( $x_7$ ); a temperatura de saída dos produtos ( $T$ ); a temperatura ambiente ( $T_0$ ); a massa de cinzas ( $m_{ash}$ ); o calor específico a pressão constante em base molar do char ( $\bar{C}_{p,C}$ ); o calor específico a pressão constante das cinzas ( $C_{p,ash}$ ).

#### 4.3.2.2 Submodelo da reação de redução

Na zona de redução ocorrem quatro reações químicas simultâneas regidas pela cinética química. De acordo com Atkins e Jones (2012), a cinética química se baseia no estudo das velocidades das reações químicas através de expressões matemáticas conhecidas como lei de velocidade. Por sua vez, as leis de velocidade são capazes de prever a concentração dos reagentes e dos produtos de uma reação química. Nesse submodelo, o uso dos princípios da cinética química se faz necessário para a determinação da temperatura durante a etapa de redução e predição das concentrações das substâncias químicas de quatro reações simultâneas.

As quatro reações químicas (R1 a R4) que ocorrem na zona de redução estão representadas pelas equações (4.16) a (4.19).





As leis de velocidade das reações R1 a R4 estão expressas a seguir:

$$r_{R1} = C_{RF}A_{R1} \left( y_{CO_2} - \frac{y_{CO}^2}{K_{R1}} \right) \exp(-E_{R1}/R_m T) \quad (4.20)$$

$$r_{R2} = C_{RF}A_{R2} \left( -\frac{y_{CO}y_{H_2}}{K_{R2}} \right) \exp(-E_{R2}/R_m T) \quad (4.21)$$

$$r_{R3} = C_{RF}A_{R3} \left( y_{H_2}^2 - \frac{y_{CH_4}}{K_{R3}} \right) \exp(-E_{R3}/R_m T) \quad (4.22)$$

$$r_{R4} = C_{RF}A_{R4} \left( y_{H_2O}y_{CH_4} - \frac{y_{CO}y_{H_2}^3}{K_{R4}} \right) \exp(-E_{R4}/R_m T) \quad (4.23)$$

Onde:  $r_{Rz}$  é a velocidade de uma reação “z”;  $C_{RF}$  é o fator de reatividade do char;  $A_{Rz}$  é o fator pré-exponencial de uma reação “z”;  $y_j$  é a fração molar de uma substância “j”;  $K_{Rz}$  é a constante de equilíbrio químico da reação “z”;  $E_{Rz}$  é a energia de ativação de uma reação “z”;  $R_m$  é a constante universal dos gases em base molar; T é a temperatura inicial da reação química.

As constantes de equilíbrio químico ( $K_{Rz}$ ) são calculadas através das seguintes equações:

$$K_{R1} = \exp\left[-(2\bar{g}_{T,CO}^0 - \bar{g}_{T,CO_2}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.24)$$

$$K_{R2} = \exp\left[-(\bar{g}_{T,H_2}^0 + \bar{g}_{T,CO}^0 - \bar{g}_{T,H_2O}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.25)$$

$$K_{R3} = \exp\left[-(\bar{g}_{T,CH_4}^0 - 2\bar{g}_{T,H_2}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.26)$$

$$K_{R4} = \exp\left[-(\bar{g}_{T,CO}^0 + 3\bar{g}_{T,H_2}^0 - \bar{g}_{T,CH_4}^0 - \bar{g}_{T,H_2O}^0)/(R_m T)\right] \quad (4.27)$$

Onde:  $\bar{g}_{T,j}^0$  é a energia livre de Gibbs em base molar de uma substância “j” a temperatura T e pressão atmosférica.

Como ilustrado na Figura 14(b), a zona de redução é dividida em “n” volumes de controle. A quantidade “n” de volumes de controle determina o número de iterações necessárias para calcular a vazão molar das substâncias químicas e a temperatura ao final da zona de redução. As equações abaixo são destinadas ao cálculo da vazão molar.

$$X_i^k = X_i^{k-1} + R_i^k \Delta V_k \quad (4.28)$$

$$R_i^k = \omega_{R1,i}^k r_{R1} + \omega_{R2,i}^k r_{R2} + \omega_{R3,i}^k r_{R3} + \omega_{R4,i}^k r_{R4} \quad (4.29)$$

Nas equações (4.28) e (4.29), as variáveis envolvidas são: as vazões molares nos volumes de controle “k” ( $X_i^k$ ) e “k-1” ( $X_i^{k-1}$ ) da substância de número “i” (ver numeração na equação 6.1); a velocidade de produção de uma substância de número “i” no volume de controle “k”

$(R_i^k)$ ; o volume da região de controle “k” ( $\Delta V_k$ ); o coeficiente estequiométrico da substância de número “i” na reação “z” ( $\omega_{z,i}^k$ ), sendo positivo caso a espécie seja produzida ou negativo caso seja consumida.

O cálculo da temperatura na saída de cada volume de controle é realizado através de um balanço de energia em regime estacionário. A expressão matemática equivalente está mostrada abaixo:

$$\sum_{i=1}^6 X_i^{k-1} \bar{h}_{T_{k-1},i}^0 + X_7^{k-1} \bar{C}_{p,C}(T_{k-1} - T_0) + \dot{m}_{ash} C_{p,ash}(T_{k-1} - T_0) = \sum_{i=1}^6 X_i^k \bar{h}_{T_k,i}^0 + X_7^k \bar{C}_{p,C}(T_k - T_0) + \dot{m}_{ash} C_{p,ash}(T_k - T_0) \quad (4.30)$$

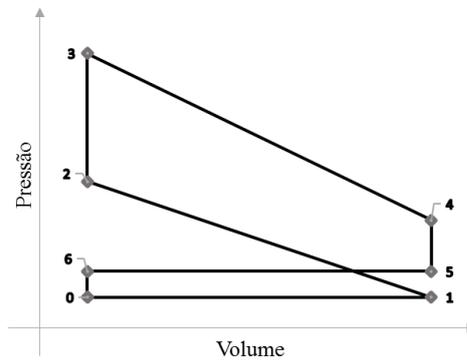
Onde:  $\bar{h}_{T,i}^0$  é a entalpia em base molar de uma substância de número “i” a temperatura T e pressão atmosférica, sendo determinada pela equação (4.14);  $\dot{m}_{ash}$  é a vazão mássica de cinzas;  $T_\beta$  é temperatura no volume de controle “ $\beta$ ”;  $T_0$  é a temperatura ambiente;  $\bar{C}_{p,C}$  é o calor específico a pressão constante em base molar do char;  $C_{p,ash}$  é o calor específico a pressão constante das cinzas.

### 4.3.3 Modelo matemático de um motor a combustão interna

Nos motores Otto, a mistura combustível-ar é admitida previamente dosada ou formada no interior dos cilindros quando há injeção direta de combustível (GDI) e sua ignição é dada através de uma faísca (BRUNETTI, 2012). Em motores a quatro tempos, o ciclo pode ser dividido em quatro etapas principais (tempos): a admissão, a compressão, a expansão e o escape. De acordo com o modelo algébrico proposto por Gama et al. (2017), além das quatro etapas principais, existem duas outras etapas que devem ser levadas em consideração: a combustão e o *blow-out*.

Não foi necessária a validação do modelo matemático, já que o código de programação foi disponibilizado pelos autores. Esse código foi executado através do software EES. O modelo proposto está representado pela Figura 15.

Figura 15 - Representação do Ciclo Otto 4T não-ideal



Fonte: GAMA et al. (2017)

Na etapa de admissão, a válvula de admissão é aberta e o pistão se desloca do ponto morto superior ao ponto morto inferior gerando uma sucção que provoca a entrada da mistura ar-combustível no cilindro. Esta etapa pode ser considerada uma expansão isotérmica. As equações abaixo regem a etapa de admissão.

$$p_1/p_0 = \eta_v \quad (4.31)$$

$$T_1/T_0 = 1 \quad (4.32)$$

Onde:  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica de admissão do ar;  $p_1/p_0$  é a razão das pressões final e inicial da etapa de admissão.

A etapa de compressão ocorre após o fechamento da válvula de admissão e o pistão vai do ponto morto inferior ao ponto morto superior. A compressão pode ser considerada um processo politrópico com eficiência ( $e_c$ ) regida pelas seguintes equações:

$$T_2/T_1 = r_{comp}^{(\gamma_{comp}-1)} \quad (4.33)$$

$$(p_2/p_1)^{[(\gamma_{comp}-1)/(e_c \cdot \gamma_{comp})]} = T_2/T_1 \quad (4.34)$$

Onde:  $\gamma_{comp}$  é a razão de calores específicos da mistura não queimada;  $T_2/T_1$  é a razão das temperaturas final e inicial da compressão;  $r_{comp}$  é a razão de compressão do motor;  $p_2/p_1$  é a razão das pressões final e inicial da compressão.

Próximo ao final da etapa de compressão ocorre a ignição e inicia-se a combustão da mistura. No entanto, seguindo o modelo de Gama et al. (2017), a “[...] combustão é considerada como uma troca de calor instantânea quando o pistão se encontra no ponto morto superior”. As

equações (4.35) e (4.36) são referentes ao balanço de energia nesta etapa e a equação (4.37) relaciona a variação da pressão e da temperatura através de uma lei de estado.

$$q_h = \eta_{comb} \cdot PCI \cdot m_{comb} \quad (4.35)$$

$$q_h = (m_{comb} + m_{ar}) \cdot c_{vc} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.36)$$

$$p_3/p_2 = \left( \frac{MM_{comp}}{MM_{comb}} \right) \cdot \left( \frac{T_3}{T_2} \right) \quad (4.37)$$

Onde:  $q_h$  é a energia térmica transferida para o fluido de trabalho;  $\eta_{comb}$  é a eficiência de combustão, que representa a porcentagem da energia proveniente do combustível que aquece os gases da combustão;  $m_{comb}$  é a massa de combustível admitida na etapa de combustão;  $m_{ar}$  é a massa de ar no cilindro após a sua admissão;  $c_{vc}$  é o calor específico a volume constante do ar após a sua compressão;  $MM_{comp}$  é a massa molar média do ar após sua compressão;  $MM_{comb}$  é a massa molar média dos gases após a combustão (GAMA et al., 2017).

Após a combustão, o pistão desce do ponto morto superior ao ponto morto inferior realizando a etapa de expansão. A etapa de expansão pode ser considerada um processo politrópico assim como a etapa de compressão. As equações (4.38) e (4.39) representam esta etapa.

$$T_4/T_3 = r_{comp}^{(1-\gamma_{exp})} \quad (4.38)$$

$$p_4/p_3 = \left( T_4/T_3 \right)^{\{\gamma_{exp}/[e_{exp} \cdot (\gamma_{exp}-1)]\}} \quad (4.39)$$

A equação (4.38) relaciona a razão das temperaturas final e inicial  $(T_4/T_3)$  com a razão de compressão do motor ( $r_{comp}$ ). Por outro lado, a equação (4.39) relaciona a razão de pressões final e inicial  $(p_4/p_3)$  com a razão das temperaturas. Sendo  $\gamma_{exp}$  a razão dos calores específicos dos gases pós-combustão e  $e_{exp}$  a eficiência politrópica da expansão.

Ao final da expansão, a válvula de exaustão é aberta e ocorre uma queda de pressão denominada *blow-out*. Nesta etapa considera-se que os gases são recolhidos em um recipiente imaginário de volume variável até que se alcance a pressão inicial da exaustão. As equações abaixo representam a etapa de *blow-out*.

$$p_5 = p_0/\varepsilon_{blowout} \quad (4.40)$$

$$p_5/p_4 = \eta_{blowout} \left( T_5/T_4 \right) \quad (4.41)$$

$$p_5/p_4 = \left( T_5/T_4 \right)^{\{\gamma_{exp}/[e_{exp} \cdot (\gamma_{exp}-1)]\}} \quad (4.42)$$

Onde:  $\varepsilon_{blowout}$  é a fração de queda de pressão nesta etapa;  $\eta_{blowout}$  é a eficiência de retenção no *blow-out*, ou seja, é a razão da massa de gás retida no ponto 5 e a massa no ponto 4.

Após o *blow-out*, o pistão vai do ponto morto inferior ao ponto morto superior pela etapa de exaustão. Ao final da etapa de exaustão, considera-se que os gases são completamente removidos e a válvula de exaustão se fecha. Durante a subida do pistão ocorre um pequeno incremento de pressão ( $\varepsilon_{exaustão}$ ). A equação abaixo representa a etapa de exaustão.

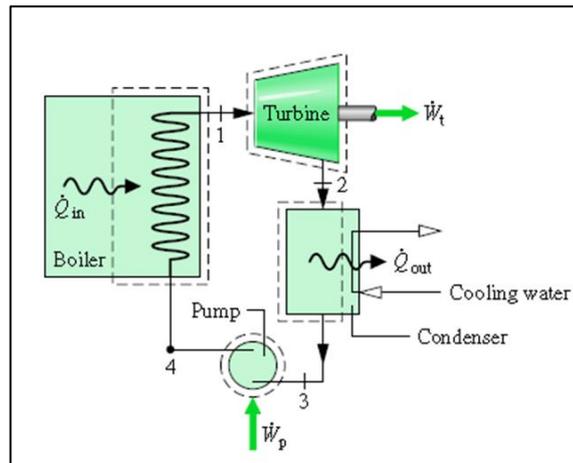
$$p_5/p_6 = \varepsilon_{exaustão} \quad (4.43)$$

#### 4.3.4 Modelo matemático de um sistema de potência a vapor

O tópico “O ciclo Rankine” apresenta as equações termodinâmicas básicas para a simulação de um sistema de potência a vapor (Figura 16). Entretanto, faz-se necessário um maior refinamento dessas equações para a construção de um modelo matemático mais robusto. O modelo apresentado neste tópico busca atingir um nível de refinamento adequado. Todas equações e propriedades termodinâmicas foram calculadas através do software EES.

O modelo matemático do sistema de potência a vapor é composto por cinco submodelos. Cada submodelo é responsável por prever o desempenho e o funcionamento de uma parte importante do ciclo. Dentre os submodelos, quatro são destinados aos equipamentos fundamentais do ciclo: caldeira, turbina, condensador e bomba. O outro submodelo foi destinado ao fenômeno de combustão da biomassa dentro da caldeira.

Figura 16 - Balanço de energia para um sistema operando a ciclo Rankine



Fonte: Moran e Shapiro (2006)

#### 4.3.4.1 Submodelo termodinâmico da caldeira

Neste trabalho, foram elaborados quatro modelos de funcionamento de caldeiras considerando a aplicação de economizadores e pré-aquecedores de ar. Dessa forma, os quatro cenários existentes são: caldeira sem economizador e pré-aquecedor, doravante chamada apenas de caldeira; caldeira apenas com pré-aquecedor; caldeira apenas com economizador; caldeira com economizador e pré-aquecedor.

As variáveis dos seguintes modelos estão identificadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Variáveis do modelo termodinâmico da caldeira

<b>Símbolo</b>	<b>Variável</b>
$\dot{m}_z$	Vazão mássica de um elemento “z”
$PCI$	Poder calorífico inferior da madeira
$h_z$	Entalpia de uma substância “z”
$\eta_{boiler}$	Eficiência térmica da caldeira
$h_{A,ref}$	Entalpia do ar à temperatura de referência
$c_1$	Teor de cinzas da madeira
$c_2$	Razão de equivalência combustível-ar
$\varepsilon_1$	Efetividade do economizador
$\varepsilon_2$	Efetividade do pré-aquecedor

Fonte: Autor

Um esquema simplificado do funcionamento de uma caldeira está ilustrado na Figura 17. Neste esquema, a caldeira é alimentada por madeira (W1), ar (A1) e água (H1) e exaure cinzas (W2), gases a alta temperatura (A2) e vapor de água (H2).



Fonte: Autor

As equações que regem o funcionamento desta caldeira estão dispostas abaixo:

$$\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}h_{A1} + \dot{m}_H h_{H1} = \dot{m}_{W2}h_{W2} + \dot{m}_{A2}h_{A2} + \dot{m}_H h_{H2} \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_{W1} + \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{W2} + \dot{m}_{A2} \quad (4.45)$$

$$\eta_{boiler} = \dot{m}_H(h_{H2} - h_{H1}) / [\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}(h_{A1} - h_{A,ref})] \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_{W2} = c_1 \dot{m}_{W1} \quad (4.47)$$

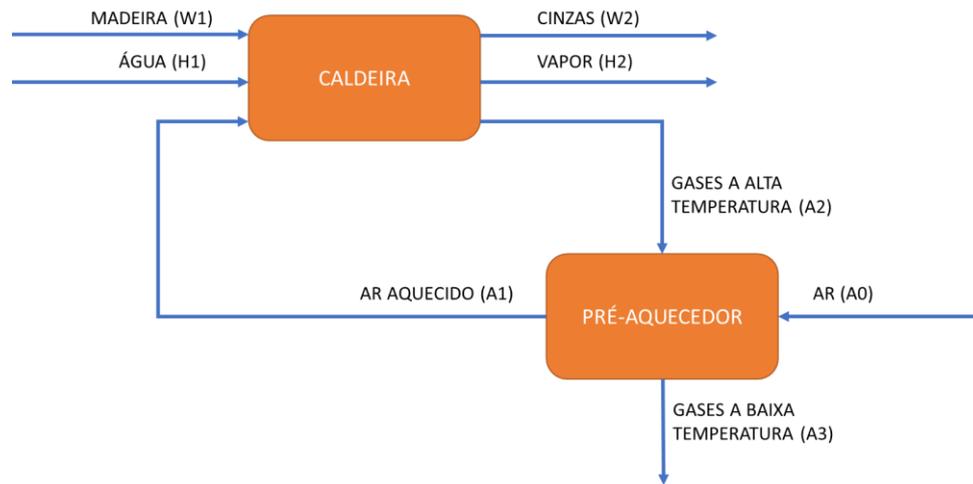
$$\dot{m}_{W1} = c_2 \dot{m}_{A1} \quad (4.48)$$

$$T_{W2} = T_{A2} \quad (4.49)$$

A equação (4.44) consiste em um balanço de energia da caldeira. As equações (4.45), (4.47) e (4.48) são balanços de massa, sendo a primeira relativa ao balanço de produtos e reagentes na combustão da madeira, a segunda à formação de cinzas e a terceira à razão de equivalência combustível-ar. A equação (4.46) é referente ao cálculo da eficiência térmica da caldeira pelo método direto considerando que o volume de controle está somente na caldeira e a equação (4.49) consiste na hipótese de que a temperatura das cinzas é a mesma dos gases de exaustão.

O segundo submodelo é referente à caldeira com pré-aquecedor. Um esquema simplificado desse submodelo está ilustrado pela Figura 18.

Figura 18 - Esquema simplificado de uma caldeira com pré-aquecedor



Fonte: Autor

As equações que regem o funcionamento da caldeira com pré-aquecedor estão dispostas abaixo:

$$\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}h_{A1} + \dot{m}_Hh_{H1} = \dot{m}_{W2}h_{W2} + \dot{m}_{A2}h_{A2} + \dot{m}_Hh_{H2} \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{W1} + \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{W2} + \dot{m}_{A2} \quad (4.51)$$

$$\eta_{boiler} = \dot{m}_H(h_{H2} - h_{H1}) / [\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}(h_{A1} - h_{A,ref})] \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{W2} = c_1\dot{m}_{W1} \quad (4.53)$$

$$\dot{m}_{W1} = c_2\dot{m}_{A1} \quad (4.54)$$

$$T_{W2} = T_{A2} \quad (4.55)$$

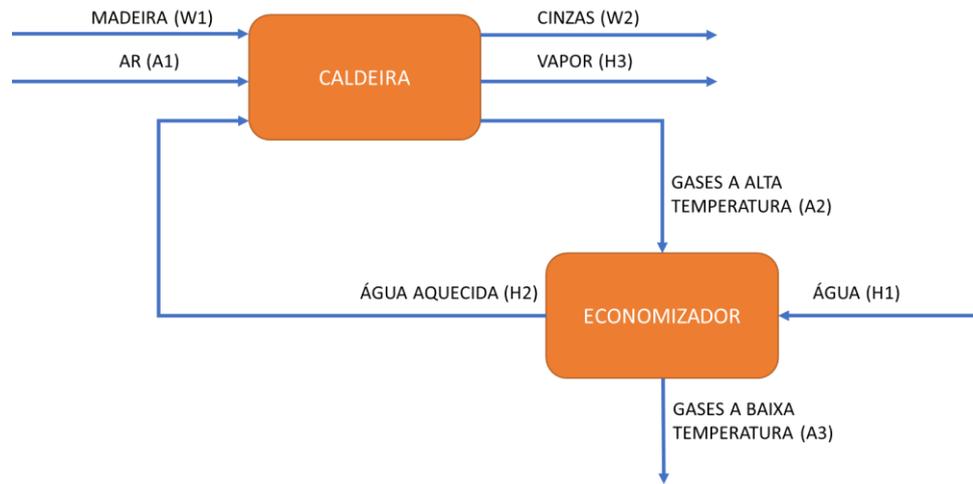
$$\dot{m}_{A0}h_{A0} + \dot{m}_{A2}h_{A2} = \dot{m}_{A3}h_{A3} + \dot{m}_{A1}h_{A1} \quad (4.56)$$

$$\varepsilon_2 = \dot{m}_{A1} \left\{ \frac{(h_{A1} - h_{A0})}{\text{Min} \left[ \dot{m}_{A1} \left( \frac{h_{A1} - h_{A0}}{T_{A1} - T_{A0}} \right); \dot{m}_{A2} \left( \frac{h_{A2} - h_{A3}}{T_{A2} - T_{A3}} \right) \right] (T_{A2} - T_{A0})} \right\} \quad (4.57)$$

A equações (4.50) a (4.55) são semelhantes às apresentadas no modelo da caldeira sem pré-aquecedor. A equação (4.56) é referente balanço termodinâmico do pré-aquecedor e a equação (4.57) é referente ao cálculo da efetividade do pré-aquecedor.

O terceiro submodelo é relativo à caldeira com economizador. Um esquema simplificado desse modelo é mostrado pela Figura 19.

Figura 19 - Esquema simplificado de uma caldeira com economizador



Fonte: Autor

As equações que regem o funcionamento da caldeira com economizador estão expressas abaixo:

$$\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}h_{A1} + \dot{m}_H h_{H2} = \dot{m}_{W2}h_{W2} + \dot{m}_{A2}h_{A2} + \dot{m}_H h_{H3} \quad (4.58)$$

$$\dot{m}_{W1} + \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{W2} + \dot{m}_{A2} \quad (4.59)$$

$$\eta_{boiler} = \dot{m}_H(h_{H3} - h_{H2}) / [\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}(h_{A1} - h_{A,ref})] \quad (4.60)$$

$$\dot{m}_{W2} = c_1 \dot{m}_{W1} \quad (4.61)$$

$$\dot{m}_{W1} = c_2 \dot{m}_{A1} \quad (4.62)$$

$$T_{W2} = T_{A2} \quad (4.63)$$

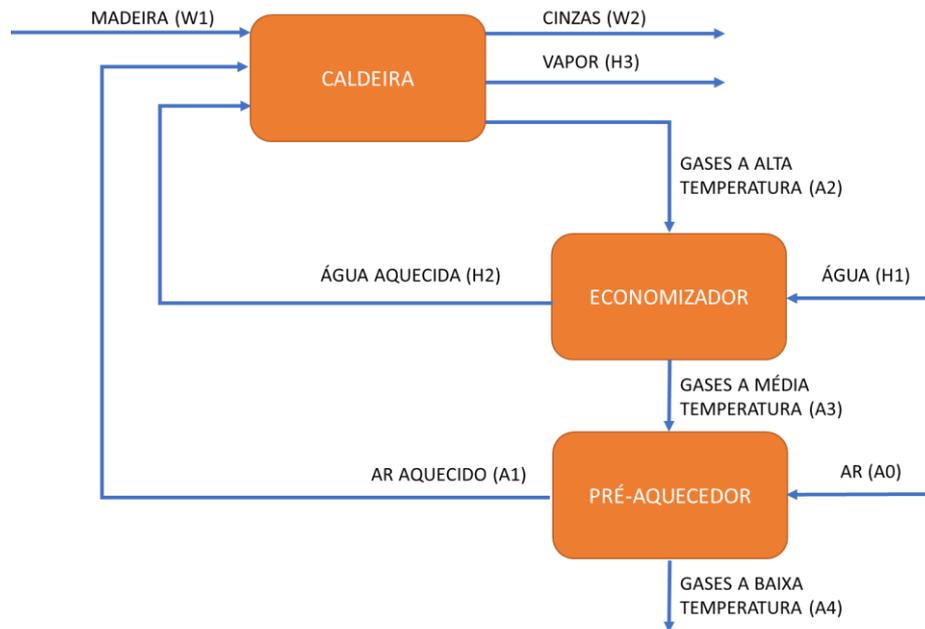
$$\dot{m}_H h_{H1} + \dot{m}_{A2} h_{A2} = \dot{m}_H h_{H2} + \dot{m}_{A3} h_{A3} \quad (4.64)$$

$$\varepsilon_1 = \dot{m}_H \left\{ (h_{H2} - h_{H1}) / \text{Min} \left[ \dot{m}_H \left( \frac{h_{H2} - h_{H1}}{T_{H2} - T_{H1}} \right); \dot{m}_{A2} \left( \frac{h_{A2} - h_{A3}}{T_{A2} - T_{A3}} \right) \right] (T_{A2} - T_{H1}) \right\} \quad (4.65)$$

As equações (4.58) a (4.63) são semelhantes às apresentadas no modelo da caldeira sem pré-aquecedor. A equação (4.64) é referente ao balanço termodinâmico do economizador e a equação (4.65) é referente ao cálculo da efetividade do economizador.

O último submodelo é relativo à caldeira com economizador e pré-aquecedor. Um esquema simplificado desse modelo é mostrado pela Figura 20.

Figura 20 - Esquema simplificado de uma caldeira com economizador e pré-aquecedor



Fonte: Autor

As equações que regem o funcionamento da caldeira com economizador e pré-aquecedor estão expressas abaixo:

$$\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}h_{A1} + \dot{m}_H h_{H2} = \dot{m}_{W2}h_{W2} + \dot{m}_{A2}h_{A2} + \dot{m}_H h_{H3} \quad (4.66)$$

$$\dot{m}_{W1} + \dot{m}_{A1} = \dot{m}_{W2} + \dot{m}_{A2} \quad (4.67)$$

$$\eta_{boiler} = \dot{m}_H(h_{H3} - h_{H2}) / [\dot{m}_{W1}PCI + \dot{m}_{A1}(h_{A1} - h_{A,ref})] \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{W2} = c_1 \dot{m}_{W1} \quad (4.69)$$

$$\dot{m}_{W1} = c_2 \dot{m}_{A1} \quad (4.70)$$

$$T_{W2} = T_{A2} \quad (4.71)$$

$$\dot{m}_H h_{H1} + \dot{m}_{A2} h_{A2} = \dot{m}_H h_{H2} + \dot{m}_{A3} h_{A3} \quad (4.72)$$

$$\dot{m}_{A0} h_{A0} + \dot{m}_{A3} h_{A3} = \dot{m}_{A4} h_{A4} + \dot{m}_{A1} h_{A1} \quad (4.73)$$

$$\varepsilon_1 = \dot{m}_H \left\{ \frac{(h_{H2} - h_{H1})}{\text{Min} \left[ \dot{m}_H \left( \frac{h_{H2} - h_{H1}}{T_{H2} - T_{H1}} \right); \dot{m}_{A2} \left( \frac{h_{A2} - h_{A3}}{T_{A2} - T_{A3}} \right) \right]} (T_{A2} - T_{H1}) \right\} \quad (4.74)$$

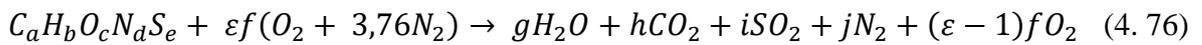
$$\varepsilon_2 = \dot{m}_{A1} \left\{ \frac{(h_{A1} - h_{A0})}{\text{Min} \left[ \dot{m}_{A1} \left( \frac{h_{A1} - h_{A0}}{T_{A1} - T_{A0}} \right); \dot{m}_{A2} \left( \frac{h_{A3} - h_{A4}}{T_{A3} - T_{A4}} \right) \right]} (T_{A3} - T_{A0}) \right\} \quad (4.75)$$

As equações (4.66) a (4.71) são semelhantes às apresentadas no modelo da caldeira sem pré-aquecedor. As equações (4.72) e (4.74) são semelhantes às apresentadas no modelo da

caldeira com economizador e as equações (4.73) e (4.75) são semelhantes às apresentadas no modelo da caldeira com pré-aquecedor.

#### 4.3.4.2 Submodelo de combustão

O submodelo de combustão tem como objetivo simular a combustão da biomassa que ocorre dentro da fornalha da caldeira. Para garantir uma combustão completa, a queima é realizada com excesso de ar. A reação de combustão da biomassa está representada pela equação (4.76).



Após um balanço de massa pode-se determinar todos coeficientes estequiométricos da reação acima. As equações (4.77) a (4.81) representam, respectivamente, balanço de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre.

$$a = h \quad (4.77)$$

$$b = 2g \quad (4.78)$$

$$c + 2\varepsilon f = g + 2h + 2i + 2f(\varepsilon - 1) \quad (4.79)$$

$$d + 7,52\varepsilon f = 2j \quad (4.80)$$

$$e = i \quad (4.81)$$

Os valores de  $\varepsilon$  e  $f$  estão relacionados ao cálculo da razão de equivalência combustível-ar ( $c_2$ ), utilizada pelas equações do Submodelo termodinâmico da caldeira. A expressão matemática que relaciona essas três variáveis é apresentada a seguir:

$$c_2 = \frac{m_{biomass}}{\varepsilon f (MM_{O_2} + 3,76 MM_{N_2})} \quad (4.82)$$

Onde:  $m_{biomass}$  é a massa de biomassa;  $MM_{O_2}$  é a massa molar do gás oxigênio;  $MM_{N_2}$  é a massa molar do gás nitrogênio.

#### 4.3.4.3 Submodelo termodinâmico da turbina

O submodelo termodinâmico da turbina tem como objetivo simular o desempenho de uma turbina a vapor e determinar as propriedades do vapor a jusante. O desempenho da turbina é relacionado à sua eficiência isentrópica e determinado por um balanço energético. A equação abaixo representa o balanço energético da turbina.

$$\eta_s = (h_{in} - h_{out}) / (h_{in} - h_s) \quad (4.83)$$

Onde:  $\eta_s$  é a eficiência isentrópica da turbina;  $h_{in}$  é a entalpia de entrada do vapor na turbina;  $h_s$  é a entalpia de saída do vapor para uma turbina ideal;  $h_{out}$  é a entalpia de saída do vapor. A entalpia é função da temperatura, da pressão e do título e, dessa forma, conhecidas duas dessas três variáveis pode-se determinar a terceira.

#### 4.3.4.4 Submodelo termodinâmico do condensador

O submodelo termodinâmico do condensador tem como objetivo determinar as propriedades da água na sua saída. Por se tratar de mudança de fase, os valores da temperatura e pressão se mantêm constantes para um título na saída igual a zero. Nesse caso a determinação da entalpia a jusante é unicamente relacionada aos títulos de entrada e saída. A equação abaixo representa o balanço energético no condensador.

$$(x_{in} - x_{out})h_{lv} = (h_{out} - h_{in}) \quad (4.84)$$

Onde:  $x_{in}$  é o título na entrada do condensador;  $x_{out}$  é o título na saída do condensador ( $x_{out} \geq 0$ );  $h_{in}$  é a entalpia de entrada do vapor no condensador;  $h_{lv}$  é a entalpia de mudança de fase da água;  $h_{out}$  é a entalpia de saída da água.

#### 4.3.4.5 Submodelo termodinâmico da bomba

O submodelo termodinâmico da bomba tem como objetivo simular o desempenho de uma bomba e determinar as propriedades da água a jusante. O desempenho da bomba é relacionado à sua eficiência isentrópica e determinado por um balanço energético. A equação seguinte ilustra o balanço energético da bomba.

$$\eta_s = (h_{in} - h_s)/(h_{in} - h_{out}) \quad (4.85)$$

Onde:  $\eta_s$  é a eficiência isentrópica da bomba;  $h_{in}$  é a entalpia de entrada da água na bomba;  $h_s$  é a entalpia de saída da água considerando uma bomba ideal;  $h_{out}$  é a entalpia de saída da água. Pelo fato de a entalpia ser função da temperatura, da pressão e do título, pode-se conhecendo duas dessas três variáveis determinar a terceira.

#### 4.4 METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS

- Os sistemas serão analisados pelos três métodos expostos no tópico “PRINCÍPIOS ECONÔMICOS”;
- O sistema de amortização do investimento será o sistema americano com pagamentos anuais de juros sem carência;
- A taxa de juros do financiamento será de 10% ao ano;
- A taxa mínima de atratividade escolhida será de 10% ao ano;
- O período de tempo do investimento será de 10 anos;
- Os custos de aquisição dos equipamentos serão baseados em cotações de equipamentos semelhantes;
- Os custos de manutenção não serão considerados para os sistemas propostos;
- Não serão levados em consideração os custos de mão-de-obra e de instalação dos equipamentos;
- Os paletes de madeira, por serem resíduos, não representarão custos no tangente a sua aquisição;
- Os custos de todos os equipamentos e processos serão calculados separadamente, sendo juntados para a confecção do fluxo de caixa final;
- Em um mês serão consideradas 216h de horário de ponta e 504h de horário fora de ponta;
- Cada mês possui 30 dias, dos quais 9 dias correspondem a feriados e finais de semana.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 ANÁLISE DAS PROPRIEDADES DO RESÍDUO DE MADEIRA

Inicialmente foi executada a análise imediata do resíduo de madeira. O resíduo de composição desconhecida foi triturado e separado em cinco amostras. Cada amostra foi acomodada em um cadinho de porcelana e pesada em uma balança com precisão de  $1 \times 10^{-4}$  g. Após a pesagem foram realizadas as quatro etapas da análise imediata para obtenção dos valores de umidade, voláteis, carbono fixo e cinzas das amostras. Os resultados obtidos para cada uma das cinco amostras estão expostos na Tabela 3.

Tabela 3 - Valores obtidos da análise imediata

<b>Amostra</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Massa amostra (g)	2,048	1,807	2,119	1,892	2,083
Massa de água (g)	0,227	0,202	0,235	0,211	0,232
Massa de voláteis (g)	1,591	1,426	1,658	1,486	1,645
Massa de carbono fixo (g)	0,225	0,174	0,22	0,19	0,203
Massa de cinzas (g)	0,005	0,005	0,006	0,004	0,004

Fonte: Autor

A Tabela 4 apresenta a composição das amostras em termos percentuais em base úmida e a Tabela 5 apresenta a composição em base seca.

Tabela 4 - Composição da biomassa em base úmida

<b>Amostra</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>Média</b>
Umidade	11,08%	11,18%	11,10%	11,17%	11,12%	<b>11,13%</b>
Voláteis	77,67%	78,93%	78,24%	78,58%	78,96%	<b>78,47%</b>
Carbono fixo	10,99%	9,64%	10,36%	10,03%	9,72%	<b>10,15%</b>
Cinzas	0,25%	0,26%	0,30%	0,23%	0,20%	<b>0,25%</b>
<b>Total</b>						<b>100,00%</b>

Fonte: Autor

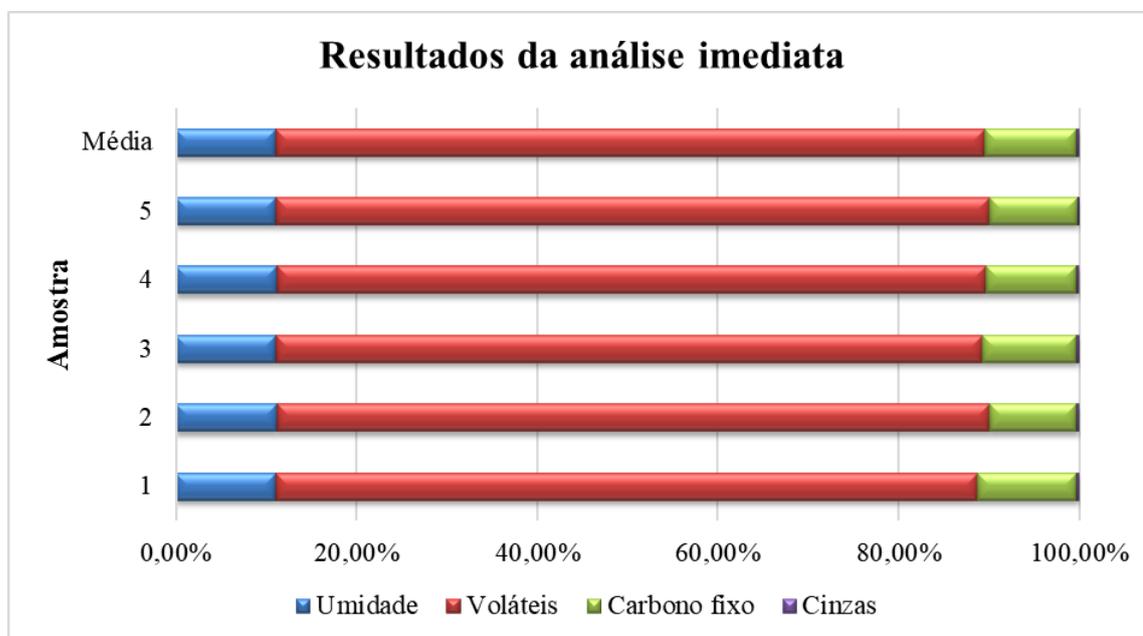
Tabela 5 - Composição da biomassa em base seca

<b>Amostra</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>Média</b>
Voláteis	87,35%	88,86%	88,01%	88,46%	88,83%	<b>88,30%</b>
Carbono fixo	12,36%	10,85%	11,65%	11,29%	10,94%	<b>11,42%</b>
Cinzas	0,29%	0,29%	0,34%	0,26%	0,23%	<b>0,28%</b>
<b>Total</b>						<b>100,00%</b>

Fonte: Autor

Analisando-se o desvio padrão das amostras foram obtidos os seguintes valores: 0,04% para o teor de umidade e de cinzas; 0,54% para o teor de voláteis; 0,55% para o teor de carbono fixo. O padrão de repetitividade presente na ASTM D 1102 (1984) para teor de cinzas é um desvio padrão de 0,16%. O padrão de reprodutividade presente na ASTM E 871 (1982) para umidade é um desvio padrão de 1%. O padrão de reprodutividade presente na ASTM E 872 (1982) para umidade é um desvio padrão de 1%. Demonstrando, assim, que a amostragem foi realizada adequadamente. A Figura 21 apresenta um gráfico que ilustra as parcelas de cada composto na composição da biomassa.

Figura 21 - Composição da biomassa em base úmida obtida pela análise imediata



Fonte: Autor

Comparando os valores obtidos experimentalmente com os valores obtidos por Jenkins (1990 apud SOUSA e ANDRADE, 2015), pode-se afirmar que amostra analisada é do gênero *Pinus*. O teor de carbono fixo e de voláteis é muito próximo entre as madeiras do gênero

*Eucalyptus* e do gênero *Pinus*. Entretanto, o teor de cinzas do gênero *Eucalyptus* fica em torno de 1% enquanto o teor de cinzas do gênero *Pinus* fica em torno de 0,5%. Nesse caso, o teor de cinzas é o critério utilizado para a identificação do tipo da biomassa. A Tabela 6 seguinte relaciona os valores obtidos na análise imediata da amostra e os valores identificados por Jenkins (1990 apud SOUSA e ANDRADE, 2015) para as madeiras do tipo *Eucalyptus* e *Pinus*.

Tabela 6 - Comparação entre a composição imediata de diferentes tipos de biomassa

Tipo de biomassa	Voláteis (%)	Cinzas (%)	Carbono fixo (%)
<i>Eucalyptus</i>	81,42	0,79	17,82
<i>Pinus</i>	82,54	0,29	17,7
<b>Amostra</b>	88,30	0,28	11,42

Fonte: Adaptado de Jenkins (1990 apud SOUSA e ANDRADE, 2015)

Cortez e Lora (1997) realizaram diversos estudos sobre diversos tipos de biomassa, estando inclusa a madeira do gênero *Pinus*. Nesse estudo foram determinadas várias propriedades da biomassa, dentre elas a composição elementar em base mássica e o poder calorífico superior. Os valores identificados por Cortez e Lora (1997) da composição elementar e do poder calorífico superior da madeira do gênero *Pinus* estão mostrados na Tabela 7.

Tabela 7 - Composição elementar e poder calorífico superior da madeira *Pinus* em base seca

Tipo de biomassa	Composição Elementar (%)						Poder calorífico superior (MJ/kg)	Poder calorífico inferior (MJ/kg)
	C	H	O	N	S	Ash		
<i>Pinus</i>	49,25	5,99	44,36	0,06	0,03	0,3	20,02	18,71

Fonte: Adaptado de Cortez e Lora (1997)

Dibdiakova, Wang e Li (2015) realizaram um estudo de composição das cinzas da madeira da espécie *Pinus sylvestris*. Através da composição elementar das cinzas é possível determinar o calor específico à pressão constante aproximado para as cinzas. A Tabela 8 mostra a composição elementar das cinzas identificada por Dibdiakova, Wang e Li (2015). A Tabela 9 apresenta o valor do calor específico à pressão constante aproximado para as cinzas.

Tabela 8 - Composição elementar das cinzas da espécie *Pinus sylvestris*

Amostra	Composição Elementar (%)						
	Ca	Mg	S	P	Na	Al	Outros
1	70,5	13,3	1,9	5,2	0,1	0,5	8,5
2	54,1	17,6	16,5	0,5	0,7	0,4	10,2
3	64,1	13,7	1,8	4,7	2,0	0,7	13,0
<b>Média</b>	62,9	14,9	6,7	3,5	0,9	0,5	10,6

Fonte: Adaptado de Dibdiakova, Wang e Li (2015)

Tabela 9 - Calor específico a pressão constante para as cinzas aproximado em base mássica

	C <sub>P</sub> (400K)	C <sub>P</sub> (600K)	C <sub>P</sub> (800K)	C <sub>P</sub> (1.000K)	C <sub>P</sub> (1.200K)	Composição
<b>Ca</b>	0,67	0,76	0,86	0,97	0,87	70,3%
<b>Mg</b>	1,08	1,16	1,25	1,41	1,41	16,6%
<b>S</b>	1,00	1,06	1,00	0,67	0,66	7,5%
<b>P</b>	0,85	0,85	0,85	0,85	0,67	3,9%
<b>Na</b>	1,37	1,29	1,26	1,26	0,90	1,0%
<b>Al</b>	0,96	1,03	1,13	1,18	1,18	0,6%
<b>Total</b>	<b>0,78</b>	<b>0,86</b>	<b>0,94</b>	<b>1,02</b>	<b>0,94</b>	<b>100,0%</b>

Fonte: Autor

## 5.2 ANÁLISE ENERGÉTICA DOS SISTEMAS COGERATIVOS

A comparação dos cenários apresentados no tópico “POSSÍVEIS SISTEMAS COGERATIVOS” será baseada na eficiência do sistema. A vizinhança e as condições iniciais dos cenários são as mesmas. Dessa forma, o melhor sistema cogenerativo do ponto de vista energético é o que melhor aproveitar a energia química da biomassa. A Tabela 10 lista as condições iniciais e as características da vizinhança. Vale destacar que para todos os cenários os equipamentos estão isolados termicamente, ou seja, não perdem calor ou massa para a vizinhança.

Tabela 10 - Condições iniciais e da vizinhança dos sistemas cogenerativos

<b>Condições iniciais e de contorno</b>	
Temperatura do ar de entrada (K)	298
Pressão do ar de entrada (kPa)	101
Umidade relativa do ar (%)	70
Umidade absoluta do ar (mol H <sub>2</sub> O/kmol ar)	2,25
Temperatura da biomassa (K)	298
Temperatura ambiente (K)	298
Pressão ambiente (kPa)	101,3
Vazão mássica de biomassa (kg/s)	0,162

Fonte: Autor

No total, três grandes cenários foram analisados. O primeiro é a queima direta da biomassa dentro de um ciclo de potência a vapor Rankine para geração de energia elétrica. O segundo é a gaseificação da biomassa para alimentar um motor operando a ciclo Otto, gerando energia térmica e elétrica. O terceiro é a gaseificação da biomassa para substituir parcialmente o gás natural utilizado no processo de pintura, gerando apenas energia térmica.

A energia elétrica é mensurada em todos os cenários pela potência elétrica útil gerada através de um gerador elétrico com eficiência de 90%. A energia térmica é mensurada através da potência térmica de aquecimento da água de processo através de um trocador de calor. A Tabela 11 lista os parâmetros relacionados ao aquecimento da água de processo.

Tabela 11 - Parâmetros do trocador de calor para aquecimento de água de processo

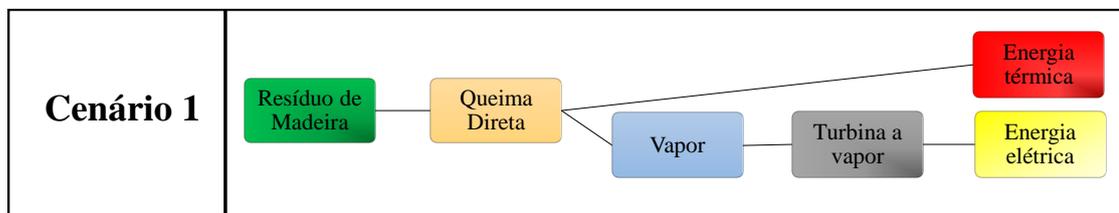
<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
Pressão do ar (kPa)	101	101
Pressão da água (kPa)	200	200
Temperatura da água (K)	298	363
Entalpia da água (kJ/kg)	104,3	376,4
Entropia (kJ/kg.K)	0,365	1,191
Efetividade do trocador	0,8	

Fonte: Autor

### 5.2.1 Análise energética do cenário 1

A primeira etapa para o dimensionamento do sistema de potência a vapor é a análise da combustão (Figura 22). As propriedades da biomassa são extraídas da “Tabela 7 - Composição elementar e poder calorífico superior da madeira Pinus em base seca”. Além disso, baseado em Bureau of Energy Efficiency (2004), para que a combustão seja completa ela deve ocorrer com 25% de excesso de ar ( $\varepsilon = 1,25$ ). Utilizando as expressões matemáticas apresentadas no tópico “Submodelo de combustão” se obtiveram os resultados expostos na Tabela 12. A reação de combustão é representada pela Equação (5.1).

Figura 22 - Fluxograma do cenário 1



Fonte: Autor

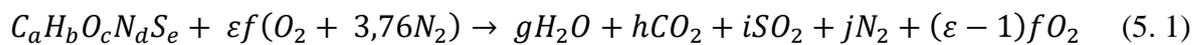


Tabela 12 - Parâmetros do submodelo de combustão

Parâmetros de entrada		Parâmetros de saída	
a (kmol)	4,101	f (kmol)	4,201
b (kmol)	5,943	g (kmol)	2,971
c (kmol)	2,773	h (kmol)	4,101
d (kmol)	0,004	i (kmol)	0,001
e (kmol)	0,001	j (kmol)	19,746
$\varepsilon$	1,25	$c_2$	0,139

Fonte: Autor

Como expresso no tópico “Submodelo termodinâmico da caldeira”, foram analisados quatro cenários possíveis para a caldeira. Todos os cenários têm as mesmas condições tanto as iniciais quanto as de contorno. A caldeira mais eficiente será aquela que transferir para a água a maior parcela de energia térmica extraída da queima da biomassa. Dessa forma, o cenário mais eficiente será o que permitir a vaporização de uma maior massa de água para a mesma quantidade de biomassa queimada.

O economizador e o pré-aquecedor são modelados como trocadores de calor. No economizador os fluidos de trabalho são água e gases de exaustão, enquanto no pré-aquecedor, os fluidos de trabalho são ar atmosférico e gases de exaustão. A eficiência da troca térmica entre a água e os gases de exaustão dentro da caldeira é representada por  $\eta_{boiler}$ . Os valores da efetividade do economizador ( $\varepsilon_1$ ) e do pré-aquecedor ( $\varepsilon_2$ ),  $\eta_{boiler}$  e a potência térmica obtida da queima da biomassa ( $\dot{Q}_{in}$ ) estão mostrados na Tabela 13. O valor de  $\eta_{boiler}$  é baseado em Bureau of Energy Efficiency (2004).

Tabela 13 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da caldeira

Parâmetros	
$\eta_{boiler}$	0,84
$\varepsilon_1$	0,6
$\varepsilon_2$	0,4
$\dot{Q}_{in}$ (MW)	3,032

Fonte: Autor

Os valores das propriedades termodinâmicas calculados para cada cenário do modelo são apresentados nas Tabela 14, Tabela 15, Tabela 16 e Tabela 17. A eficiência global de cada um dos cenários é representada pela Tabela 18.

Tabela 14 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira (simples)

Substância	Água		Ar		Biomassa	
	H1	H2	A1	A2	W1	W2
Posição						
Vazão mássica (kg/s)	0,81	0,81	1,17	1,33	0,162	$4,86 \cdot 10^{-4}$
Temperatura (K)	333,4	763	298	618	298	618,3
Pressão (kPa)	4800	4800	101	101	-	-
Entalpia (kJ/kg)	256,8	3413	298,4	626,9	-	296,9

Fonte: Autor

Tabela 15 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com pré-aquecedor

Substância	Água		Ar				Biomassa	
	H1	H2	A0	A1	A2	A3	W1	W2
Posição								
Vazão mássica (kg/s)	0,85	0,85	1,17	1,17	1,33	1,33	0,162	$4,86 \cdot 10^{-4}$
Temperatura (K)	333,4	763	298	433	637	522	298	636,5
Pressão (kPa)	4800	4800	101	101	101	101	-	-
Entalpia (kJ/kg)	256,8	3413	298,4	435,3	646,1	525,8	-	312,6

Fonte: Autor

Tabela 16 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com economizador

Substância	Água			Ar			Biomassa	
	H1	H2	H3	A1	A2	A3	W1	W2
Posição								
Vazão mássica (kg/s)	0,88	0,88	0,88	1,17	1,33	1,33	0,162	4,86.10 <sup>-4</sup>
Temperatura (K)	333,4	397	763	298	618	447	298	618
Pressão (kPa)	4800	4800	4800	101	101	101	-	-
Entalpia (kJ/kg)	256,8	524,2	3413	298,4	626,9	449,5	-	296,9

Fonte: Autor

Tabela 17 - Parâmetros termodinâmicos obtidos para uma caldeira com economizador e pré-aquecedor

Substância	Água			Ar					Biomassa	
	H1	H2	H3	A0	A1	A2	A3	A4	W1	W2
Posição										
Vazão mássica (kg/s)	0,90	0,90	0,90	1,17	1,17	1,33	1,33	1,33	0,162	4,86.10 <sup>-4</sup>
Temperatura (K)	333,4	418,2	763	298	344,4	624,5	449,8	409,5	298	624,5
Pressão (kPa)	4800	4800	4800	101	101	101	101	101	-	-
Entalpia (kJ/kg)	256,8	603,2	3413	298,4	345,2	633,4	452,1	411,0	-	302,3

Fonte: Autor

Tabela 18 - Eficiência global dos modelos de caldeira

Modelo de caldeira	Eficiência global
Simples	84,0%
Com pré-aquecedor	88,4%
Com economizador	91,8%
Com economizador e pré-aquecedor	93,4%

Fonte: Autor

Dessa maneira, analisando os valores de eficiência global apresentados pela Tabela 18, por ser a mais eficiente, a caldeira escolhida terá economizador e pré-aquecedor. Outrossim, avaliando a temperatura dos gases residuais para o modelo de caldeira escolhido (vide Tabela 17), observa-se que caso houvesse uma diminuição dessa temperatura a tiragem seria comprometida. Dessa forma, para este cenário não haverá geração de energia térmica útil para o processo.

Para a queima de biomassa lenhosa, a caldeira de leito fluidizado é o modelo recomendado pelos fabricantes. O modelo escolhido é da fabricante General Electric e possui as seguintes especificações:

Tabela 19 - Informações operacionais da caldeira

<b>Informações operacionais da caldeira</b>		
Marca	GE	
Modelo	CFB boiler	
Especificação	Unidade	
Potência máxima	660	MW
Pressão máxima	300	bar
Temperatura máxima	620	°C

Fonte: Adaptado de General Electric (2018)

Após dimensionada e selecionada a caldeira, a turbina a vapor foi modelada. A modelagem da turbina ocorreu de acordo com as expressões matemáticas presentes no tópico “Sub-modelo termodinâmico da turbina”. Os parâmetros calculados pelo modelo estão listados na Tabela 20.

Tabela 20 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da turbina

<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
Vazão mássica (kg/s)	0,90	0,90
Pressão (kPa)	4800	20
Temperatura (K)	763	333
Entalpia (kJ/kg)	3413	2407
Entropia (kJ/kg.K)	6,967	7,302
Título	-	0,91
Eficiência isentrópica	0,9	
Eficiência do gerador elétrico	0,9	
Potência mecânica (MW)	0,90	
Potência elétrica (MVA)	0,81	

Fonte: Autor

Vale destacar que o valor relativo à potência mecânica representa a potência de saída da turbina e, conseqüentemente, de entrada do gerador elétrico. Por sua vez, a potência elétrica é a potência de saída do gerador. Com base no modelo termodinâmico da turbina, selecionou-se uma turbina da fabricante Siemens. As especificações da turbina escolhida estão relacionadas na Tabela 21.

Tabela 21 - Informações operacionais da turbina

<b>Informações operacionais da turbina</b>		
Marca	Siemens	
Modelo	SST-200	
Especificação	Unidade	
Potência	4-20	MW
Pressão máxima de entrada	120	bar
Temperatura máxima de entrada	540	°C
Pressão de saída	0,15-0,50	bar

Fonte: Adaptado de Siemens AG (2017)

Em posse das especificações da turbina, pôde-se dimensionar o condensador. A modelagem do condensador ocorreu de acordo com as equações do tópico “Submodelo termodinâmico do condensador”. Os parâmetros calculados pelo modelo estão listados na Tabela 22. Baseando-se no modelo obtido, selecionou-se um condensador do fabricante SPX Dry Cooling do modelo A-Frame ACC. Entretanto, pelo fato de o projeto do condensador depender das condições climáticas do local, o fabricante não forneceu uma tabela contendo as especificações técnicas do condensador.

Tabela 22 - Parâmetros do submodelo termodinâmico do condensador

<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
Vazão mássica (kg/s)	0,90	0,90
Pressão (kPa)	20	20
Temperatura (K)	333	333
Entalpia (kJ/kg)	2407	251
Entropia (kJ/kg.K)	7,302	0,0
Título	0,91	0,0
Potência térmica (MW)	1,94	

Fonte: Autor

Após dimensionado e selecionado o condensador, a bomba foi modelada. A modelagem da bomba ocorreu de acordo com as expressões matemáticas presentes no tópico “Submodelo termodinâmico da bomba”. Os parâmetros calculados pelo modelo estão listados na Tabela 23.

Tabela 23 - Parâmetros do submodelo termodinâmico da bomba

<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
Vazão mássica (kg/s)	0,92	0,92
Pressão (kPa)	20	4800
Temperatura (K)	333	333
Entalpia (kJ/kg)	251	257
Entropia (kJ/kg.K)	0,0	0,833
Título	0,0	-
Eficiência isentrópica	0,9	
Eficiência do gerador elétrico	0,9	
Potência mecânica (kW)	4,8	
Potência elétrica (kVA)	5,4	

Fonte: Autor

De forma análoga ao modelo da turbina, o valor relativo à potência mecânica representa a potência efetiva da bomba, e, por sua vez, a potência elétrica corresponde à demanda do motor elétrico. Com base no modelo termodinâmico da bomba, selecionou-se uma bomba do fabricante Hammelmann. As especificações da bomba escolhida estão relacionadas na Tabela 24.

Tabela 24 - Informações operacionais da bomba

<b>Informações operacionais da bomba</b>		
Marca	Hammelmann	
Modelo	HDP 12	
Especificação	Unidade	
Potência	5,5	kW
Vazão de operação (Q)	55,2	L/min
Pressão máxima de operação	51,2	bar

Fonte: Adaptado de Hammelman (2013)

Com base nos valores de potência calculados nos equipamentos do ciclo, obtém-se a eficiência do sistema de potência a vapor. A Tabela 25 lista os valores da potência líquida elétrica, a potência térmica utilizada no processo, a potência térmica obtida com a queima da biomassa e a eficiência total do sistema.

Tabela 25 - Parâmetros obtidos para o sistema de potência a vapor

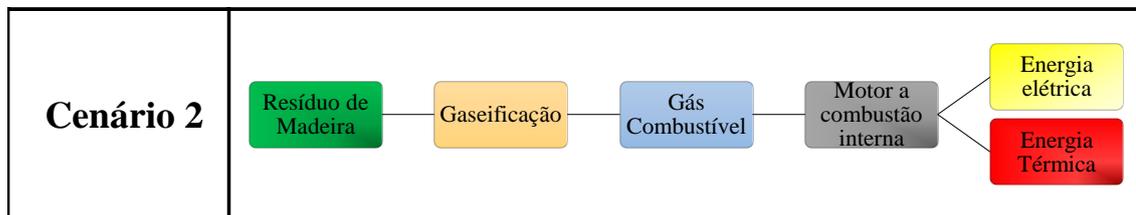
Parâmetros		Unidade
Potência líquida elétrica	0,807	MVA
Potência térmica utilizada no processo	0,0	MW
Potência térmica obtida da biomassa	3,032	MW
Eficiência total	26,63	%

Fonte: Autor

### 5.2.2 Análise energética do cenário 2

O segundo cenário consiste em um sistema cogenerativo baseado na gaseificação para geração de energia elétrica através de um motor operando em um ciclo Otto e energia térmica através do aquecimento de água para processo (Figura 23). As propriedades da biomassa são extraídas da “Tabela 7 - Composição elementar e poder calorífico superior da madeira Pinus em base seca”.

Figura 23 - Fluxograma do cenário 2



Fonte: Autor

Conforme apresentado no tópico “Modelo matemático de gaseificação”, a gaseificação é dividida em dois conjuntos de fenômenos termoquímicos: a etapa de pirólise e combustão e a etapa de redução. Na primeira etapa, utilizando-se das equações apresentadas no tópico “Sub-modelo das reações de pirólise e combustão” se obtiveram os valores listados na Tabela 26. A reação de pirólise e combustão é representada pela Equação (5.2).

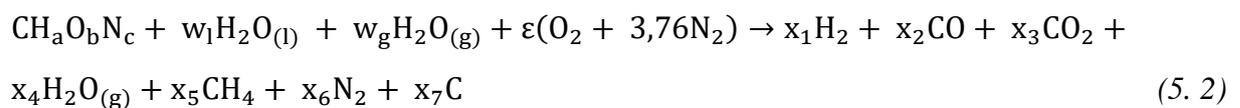


Tabela 26 - Parâmetros do submodelo de pirólise e combustão

Parâmetros de entrada		Parâmetros de saída	
a (kmol)	1,449	$x_1$ (kmol)	0,3166
b (kmol)	0,676	$x_2$ (kmol)	0,4682
c (kmol)	0,001	$x_3$ (kmol)	0,2999
$w_l$ (kmol)	0,167	$x_4$ (kmol)	0,5826
$w_g$ (kmol)	0,009	$x_5$ (mol)	0,5093
Razão de Equivalência (ER)	0,39	$x_6$ (kmol)	1,502
Umidade da Biomassa (MC)	11,13%	$x_7$ (kmol)	0,2314
Teor de Carbono Fixo (FC)	11,42%	T (K)	1574
Teor de Carbono Elementar (CE)	49,25%	$K_1$	0,01729
$\bar{H}_{T_0,biomass}^0$ (kJ/kmol)	-114.002	$K_2$	0,348

Fonte: Autor

Pelo fato do gaseificador escolhido ser concorrente não foi considerada a adição de vapor para a gaseificação da biomassa (RODRIGUEZ, 2007). O teor de vapor adicionado ( $w_g$ ) é referente à umidade do ar atmosférico.

Na segunda etapa, a qual se fundamenta nas expressões matemáticas do tópico “Sub-modelo da reação de redução”, obtiveram-se os parâmetros indicados nas tabelas a seguir. A Tabela 27 lista as vazões de entrada e saída das espécies químicas na zona de redução assim como as temperaturas de entrada e saída. A Tabela 28 relaciona os valores do fator de reatividade do char ( $C_{RF}$ ), energia de ativação (E) e fator pré-exponencial (A) apresentados por Ha-meed et al. (2014).

Tabela 27 - Parâmetros do submodelo de redução

Parâmetros de entrada		Parâmetros de saída	
$X_1$ (mol/s)	1,872	$X_1$ (mol/s)	3,157
$X_2$ (mol/s)	2,769	$X_2$ (mol/s)	4,217
$X_3$ (mol/s)	1,773	$X_3$ (mol/s)	1,691
$X_4$ (mol/s)	3,445	$X_4$ (mol/s)	2,16
$X_5$ (mol/s)	0,003	$X_5$ (mol/s)	0,003
$X_6$ (mol/s)	8,882	$X_6$ (mol/s)	8,882
$X_7$ (mol/s)	1,368	$X_7$ (mol/s)	0
T (K)	1574	T (K)	1305

Fonte: Autor

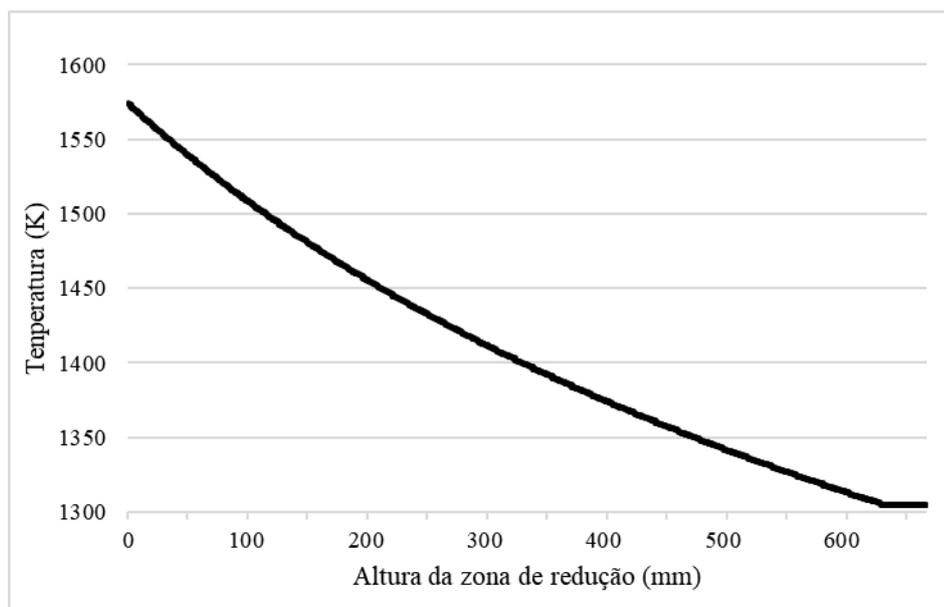
Tabela 28 - Constantes das reações químicas de redução

Número da reação	R1	R2	R3	R4
E (kJ/kmol)	$7,739 \cdot 10^4$	$1,216 \cdot 10^5$	$1,921 \cdot 10^4$	$3,615 \cdot 10^4$
A (1/s)	3,616.10	$1,517 \cdot 10^4$	$4,189 \cdot 10^{-3}$	$7,301 \cdot 10^{-2}$
$C_{RF}$	30	30	30	30

Fonte: Adaptado de Hameed (2014)

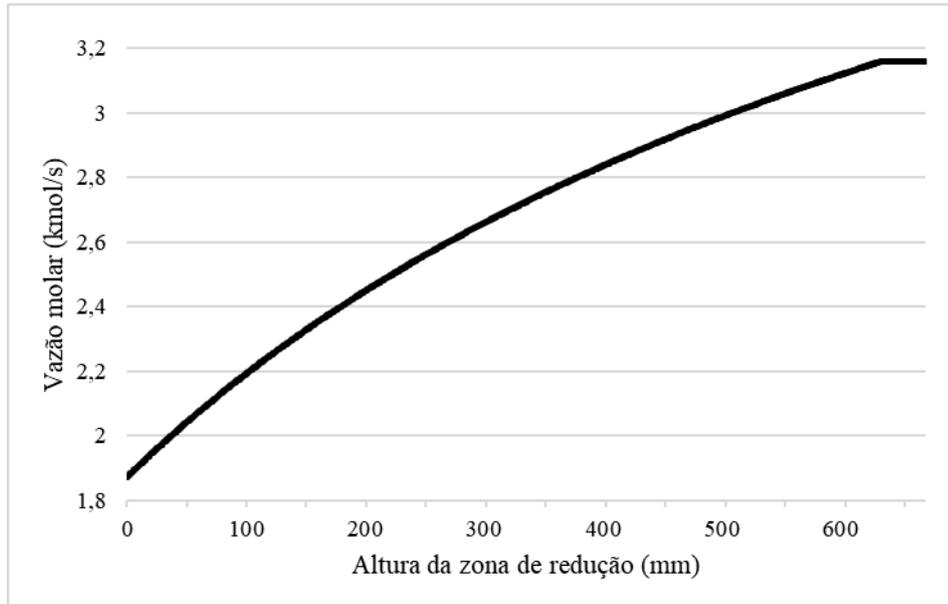
Conforme as reações de redução ocorrem, percebe-se uma diminuição da temperatura dos gases. A Figura 24 ilustra essa variação da temperatura do gás de síntese nas diferentes alturas da zona de redução. Além disso, verifica-se uma tendência de aumento da composição de gás hidrogênio no gás de síntese conforme os gases avançam na zona de redução (Figura 25).

Figura 24 - Temperatura dos gases ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

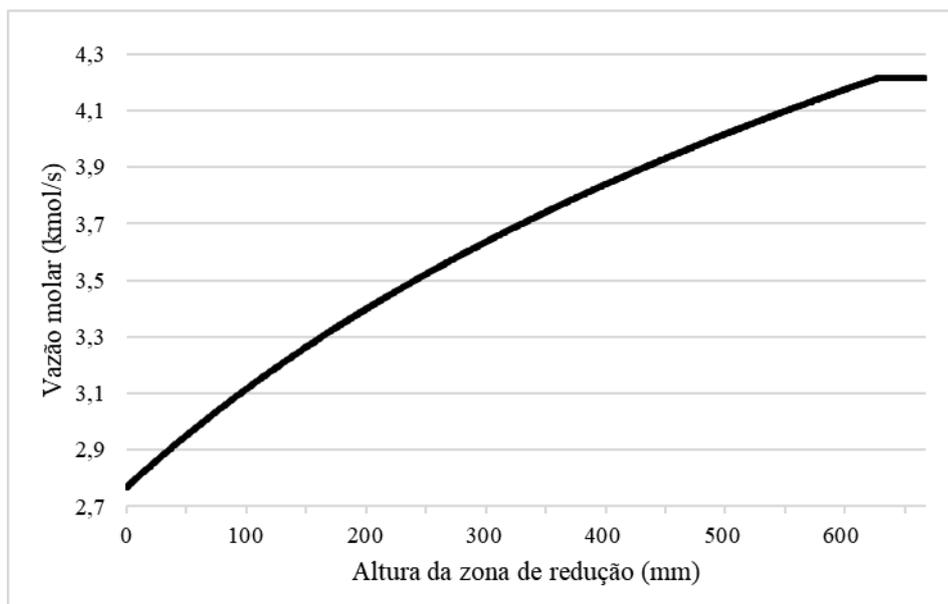
Figura 25 - Vazão molar de gás hidrogênio ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

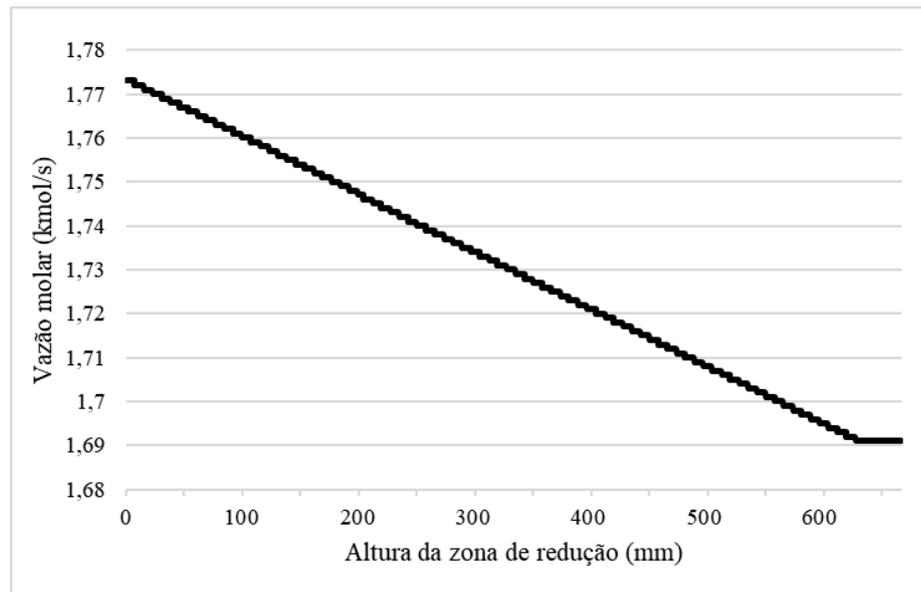
Observa-se uma tendência de aumento da composição de monóxido de carbono (Figura 26) e diminuição da composição de gás carbônico (Figura 27) no gás de síntese conforme os gases avançam na zona de redução.

Figura 26 - Vazão molar de monóxido de carbono ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

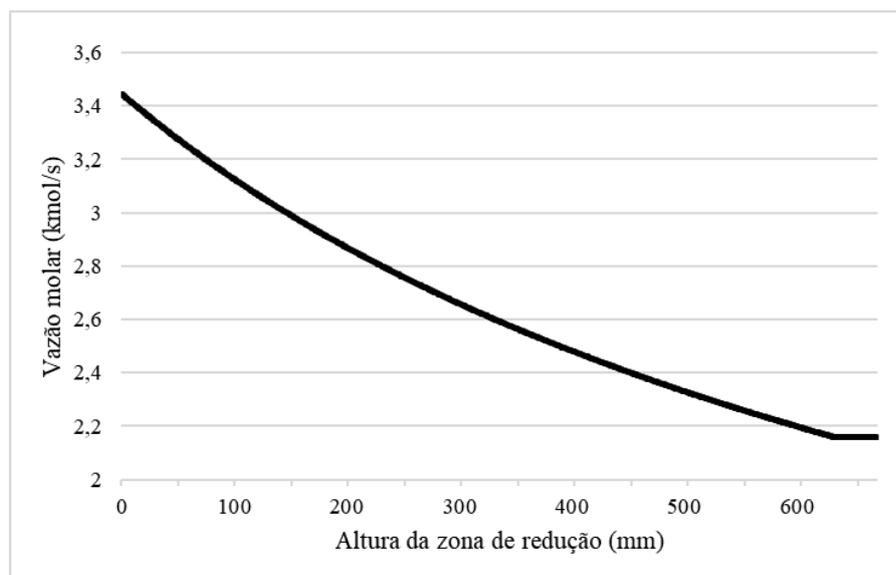
Figura 27 - Vazão molar de gás carbônico ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

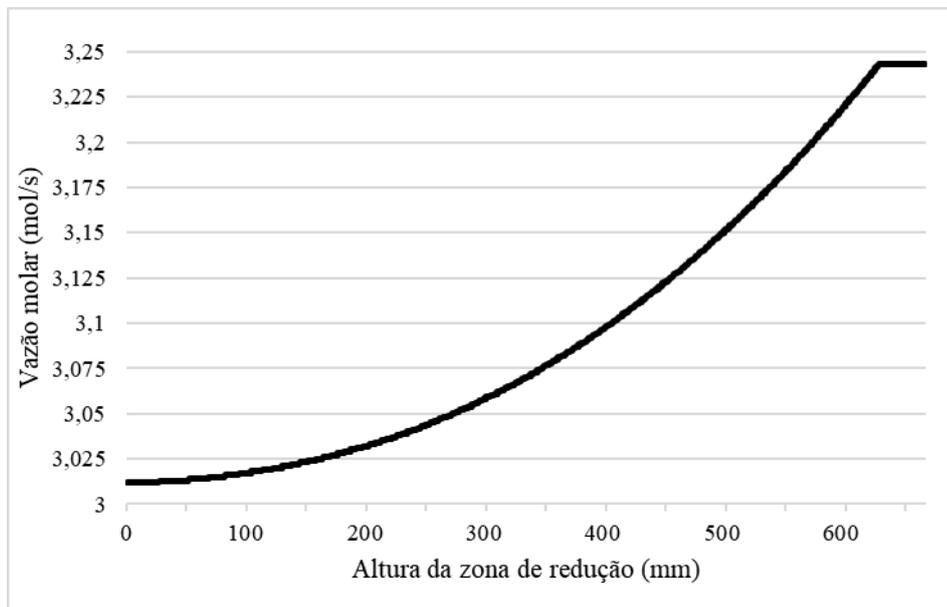
Observa-se uma tendência de diminuição da composição de vapor de água (Figura 28) e aumento da composição de gás metano (Figura 29) no gás de síntese conforme os gases avançam na zona de redução. Além disso, verifica-se uma tendência de diminuição da composição de char. Geralmente gaseificadores do modelo concorrente possuem valores de char bastante baixos, fato que se confirma conforme ilustrado pela Figura 30.

Figura 28 - Vazão molar de vapor de água ao longo da zona de redução



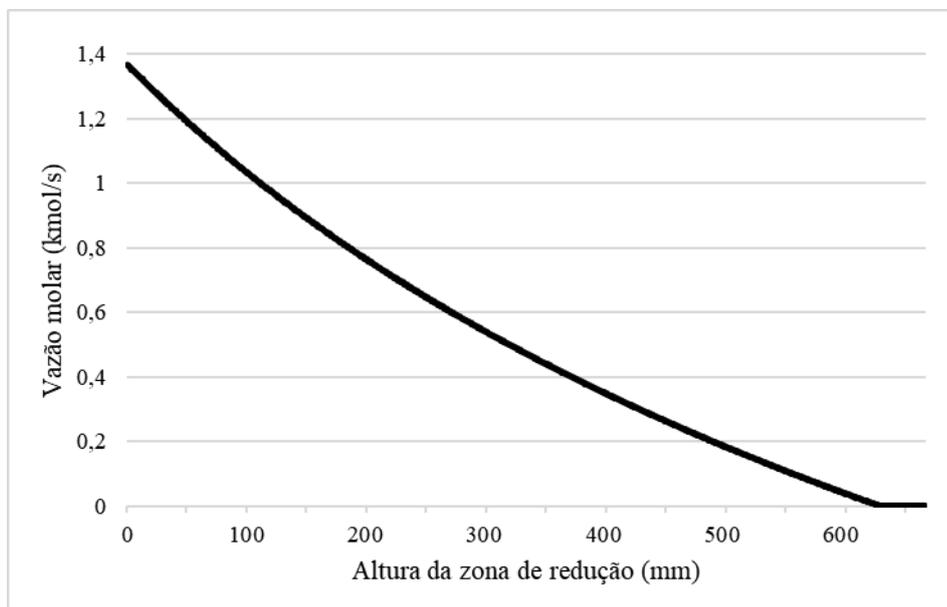
Fonte: Autor

Figura 29 - Vazão molar de gás metano ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

Figura 30 - Vazão molar de char ao longo da zona de redução



Fonte: Autor

Na saída do gaseificador, o gás de síntese apresenta as propriedades listadas pela Tabela 29. O poder calorífico tem valor inferior a 6 MJ/kg tendo como agente gaseificante o ar, conforme afirmado por Rodriguez (2007). Outrossim, a escolha do ar atmosférico como agente gaseificante é responsável pela grande parcela de nitrogênio na composição do gás de síntese.

Tabela 29 - Propriedades do gás de síntese na saída do gaseificador em base mássica

<b>Propriedades do gás de síntese</b>	
H <sub>2</sub>	1,31%
CO	24,27%
CO <sub>2</sub>	15,29%
H <sub>2</sub> O	8,00%
CH <sub>4</sub>	0,01%
N <sub>2</sub>	51,12%
Char	0,00%
PCI <sub>GÁS DE SÍNTESE</sub> (MJ/kg)	4,03
$\dot{m}_{GÁS DE SÍNTESE}$ (g/s)	486,7

Fonte: Autor

Após sair do gaseificador, o gás de síntese passa por um trocador de calor para diminuir sua temperatura antes de entrar no motor a combustão. A troca térmica ocorre em um trocador com as propriedades semelhantes às listadas na Tabela 11. Os parâmetros de entrada e saída do gás de síntese estão listados na Tabela 30, assim como os valores da potência térmica utilizada no processo de pintura e a vazão mássica de água de processo aquecida ( $\dot{m}_{\text{água}}$ ).

Tabela 30 - Parâmetros do gás de síntese no trocador de calor

<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
T <sub>gás de síntese</sub> (K)	1305	499
T <sub>água</sub> (K)	298	363
$\dot{m}_{\text{gás de síntese}}$ (g/s)		486,7
$\dot{m}_{\text{água}}$ (g/s)		996,7
Potência térmica (MW)		0,271

Fonte: Autor

O gás de síntese após sair do trocador de calor segue para um tanque de armazenamento, onde o mesmo é levado à temperatura ambiente e tem parte da sua umidade removida. Dessa forma, o teor de umidade do gás de síntese cai de 8% para 1,6%. Consequentemente, a vazão mássica de gás de síntese é reduzida para 455g/s e o seu poder calorífico sobe para 4,31MJ/kg.

Ao sair do tanque, o gás de síntese segue para um motor a combustão interna operando em um ciclo Otto. O modelo utilizado para o dimensionamento do motor está descrito no tópico “O ciclo Otto”. Os parâmetros do modelo de combustão do gás de síntese no motor a combustão interna (MCI) estão expressos na Tabela 31.

Tabela 31 - Parâmetros de entrada do modelo de combustão em um MCI

<b>Parâmetros do modelo</b>	
$\eta_v$	90%
$T_0$ (K)	298
$P_0$ (kPa)	101
$\gamma_{comp}$	1,35
$c_{vc}$ (kJ/kg.K)	0,956
$e_c$	83%
$n$ (rpm)	1800
$MM_{comp}$ (kg/kmol)	28,84
$MM_{comb}$ (kg/kmol)	29,21
$\gamma_{exp}$	1,3
$e_{exp}$	95%
$\epsilon_{blowout}$	95%
$\epsilon_{exaustão}$	95%
$\eta_{comb}$	53,87%

Fonte: Autor

Os parâmetros de desempenho do motor a combustão estão listados na Tabela 32. Dentre os parâmetros listados estão: a vazão mássica de gás de síntese ( $\dot{m}_{gás\ de\ síntese}$ ); a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ); a vazão mássica dos gases de escape ( $\dot{m}_{escape}$ ); as temperaturas de entrada ( $T_{entrada}$ ) e saída ( $T_{saída}$ ) dos gases; a pressão de entrada ( $P_{entrada}$ ) e saída ( $P_{saída}$ ) dos gases; a potência do motor ( $W_{motor}$ ); a potência elétrica gerada ( $W_{elétrica}$ ); a potência térmica obtida com a queima do gás de síntese ( $Q_{in}$ ); a eficiência do motor ( $\eta_{motor}$ ); a eficiência de geração de energia elétrica ( $\eta_{elétrica}$ ).

Tabela 32 - Parâmetros de desempenho do MCI

<b>Parâmetros de Desempenho</b>	
$\dot{m}_{gás\ de\ síntese}$ (g/s)	455,1
$\dot{m}_{ar}$ (g/s)	511,0
razão ar/combustível	1,12
$\dot{m}_{escape}$ (g/s)	966,1
$T_{entrada}$ (K)	298
$P_{entrada}$ (kPa)	101
$T_{saída}$ (K)	818
$P_{saída}$ (kPa)	112
$W_{motor}$ (kW)	588,8
$W_{elétrica}$ (kVA)	530
$Q_{in}$ (kW)	1960
$\eta_{motor}$	30,1%
$\eta_{elétrica}$	27,0%

Fonte: Autor

Com base nos parâmetros obtidos do motor, principalmente a grande vazão mássica de ar e de gás de síntese, optou-se por escolher dois grupos moto-geradores semelhantes para a geração de energia. O modelo escolhido foi do fabricante Scania e as especificações desse modelo estão listadas na Tabela 33. Vale salientar que o modelo escolhido foi convertido para que possa operar com gás de síntese, já que o mesmo foi inicialmente projetado considerando o uso de óleo Diesel como combustível.

Tabela 33 - Informações operacionais do motor escolhido após sua conversão

<b>Informações operacionais do motor</b>	
Marca	SCANIA
Modelo	DC16 071A
Velocidade de operação (rpm)	1800
Razão de compressão	16,7:1
Número de cilindros	90° V8
Princípio de trabalho	4 tempos
Diâmetro x Curso (mm)	130 x 154
Cilindrada total (L)	16,4
Consumo específico de gás de síntese (g/kWh)	2780
Potência elétrica (kVA)	265

Fonte: Adaptado de Scania (2018)

Pelo fato de que os gases de saída dos motores possuem uma temperatura elevada ( $T_{saída}$ ), esses gases seguem para um outro trocador de calor para que, assim como na saída do gaseificador, aqueçam água utilizada pelo processo de pintura a 90°C. Os parâmetros dos gases de exaustão no trocador de calor estão listados na Tabela 34.

Tabela 34 - Parâmetros dos gases de exaustão no trocador de calor

<b>Parâmetros</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
$T_{gases}$ (K)	818	402
$T_{água}$ (K)	298	363
$\dot{m}_{gás\ de\ síntese}$ (g/s)		966,1
$\dot{m}_{água}$ (g/s)		1630
Potência térmica (MW)		0,444

Fonte: Autor

Com base nos valores de potência calculados para o gaseificador, o trocador de calor e o grupo moto-gerador, obtém-se a eficiência do cenário 2. A Tabela 35 lista os valores da

potência líquida elétrica, a potência térmica utilizada no processo, a potência térmica obtida com a queima da biomassa e a eficiência do sistema.

Tabela 35 - Parâmetros obtidos para o sistema de gaseificação para geração elétrica

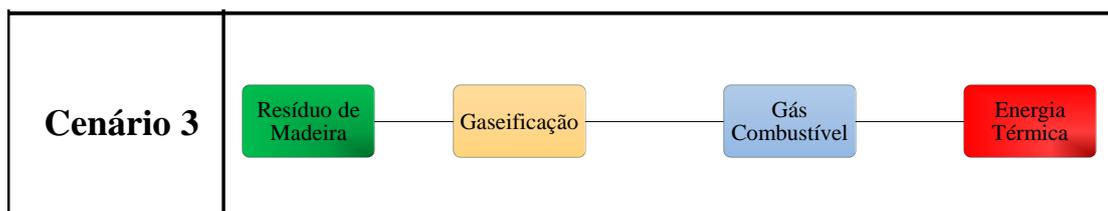
<b>Parâmetros</b>		<b>Unidade</b>
Potência líquida elétrica	0,530	MVA
Potência térmica utilizada no processo	0,715	MW
Potência térmica obtida da biomassa	3,032	MW
Eficiência total	41,06	%

Fonte: Autor

### 5.2.3 Análise energética do cenário 3

O terceiro cenário consiste em um sistema cogenerativo baseado na gaseificação para fornecimento de gás de síntese em substituição ao gás natural consumido pelo processo de pintura (Figura 31). O gás de síntese gerado pelo processo de gaseificação será armazenado em um tanque semelhante ao utilizado na “Análise energética do cenário 2”. Dessa forma, o único ganho energético deste cenário é aquele proveniente da troca térmica entre o gás de síntese e a água utilizada no processo de pintura.

Figura 31 - Fluxograma do cenário 3



Fonte: Autor

Conforme apresentado no tópico “Análise energética do cenário 2”, a gaseificação é dividida em dois conjuntos de fenômenos termoquímicos: a etapa de pirólise e combustão e a etapa de redução. Os resultados relativos à etapa de pirólise e combustão são semelhantes ao expresso na Tabela 26 assim como os resultados relativos à etapa de redução são semelhantes aos listados na Tabela 27. Da mesma forma, os resultados obtidos com a passagem do gás de síntese pelo trocador de calor expressos na Tabela 30 podem ser aplicados também para este cenário.

A composição química do gás de síntese é distinta da composição do gás natural assim como os valores do poder calorífico de ambos gases são distintos. Dessa maneira, a Tabela 36 faz uma relação entre as propriedades termodinâmicas do gás natural e do gás de síntese e a Tabela 37 compara a composição do gás de síntese e do gás natural.

Tabela 36 - Propriedades termodinâmicas do gás natural e do gás de síntese

<b>Combustível</b>	<b>Gás Natural</b>	<b>Gás de síntese</b>
PCI (MJ/kg)	45	4,31
Razão Ar/Combustível	16,93	1,12
Consumo de combustível (g/kWh)	80	836,1

Fonte: Autor

Tabela 37 - Composição em base mássica do gás de síntese e do gás natural

<b>Composição em base mássica</b>		
<b>Substâncias</b>	<b>Gás Natural</b>	<b>Gás de Síntese</b>
C4+	0,8%	-
Etano	6,2%	-
Propano	2,2%	-
CH <sub>4</sub>	88,5%	0,01%
N <sub>2</sub>	0,5%	54,7%
CO <sub>2</sub>	1,8%	16,4%
CO	-	26,0%
H <sub>2</sub> O	-	1,6%
H <sub>2</sub>	-	1,4%

Fonte: Autor

Com base nos valores de potência calculados para o gaseificador e o trocador de calor, semelhantes aos dimensionados na “Análise energética do cenário 2”, obtém-se a eficiência do cenário 3. A Tabela 38 lista os valores da potência líquida elétrica, a potência térmica utilizada no processo, a potência térmica obtida com a queima da biomassa e a eficiência do sistema.

Tabela 38 - Parâmetros obtidos para o sistema de gaseificação para geração de gás de síntese

<b>Parâmetros</b>		<b>Unidade</b>
Potência líquida elétrica	0,0	MVA
Potência térmica utilizada no processo	0,271	MW
Potência térmica obtida da biomassa	3,032	MW
Eficiência total	8,94	%

Fonte: Autor

### 5.2.4 Comparação energética dos três cenários

Do ponto de vista energético, o melhor sistema cogenerativo é aquele que melhor aproveitar a energia química da biomassa. Entretanto, termodinamicamente existe uma grande diferença entre gerar potência térmica e gerar potência mecânica. Conforme afirma a segunda Lei da termodinâmica, qualquer máquina térmica que tenha como objetivo gerar potência mecânica, através da potência térmica de uma fonte quente, tem seu desempenho limitado pelo ciclo de Carnot. Ao contrário de uma caldeira ou um trocador de calor que converte a energia térmica da queima de um combustível em energia térmica do fluido ativo e tem seu rendimento definido como a efetividade. A efetividade é inferior a 100%, mas pode atingir valores próximos disso conforme se aumenta a superfície de troca térmica e se diminuem as perdas térmicas para o ambiente.

Partindo desse princípio, a comparação entre esses três cenários se dará em duas etapas: a comparação do desempenho dos sistemas para geração de energia elétrica e a comparação do desempenho dos sistemas para geração de energia térmica.

No tocante à geração de energia elétrica, a Tabela 39 compara os valores de potência elétrica gerada, a potência térmica fornecida ao sistema, o ciclo gerador de potência e a eficiência do sistema.

Tabela 39 - Comparação da geração de energia elétrica entre os três cenários

<b>Parâmetros</b>	<b>Cenário 1</b>	<b>Cenário 2</b>	<b>Cenário 3</b>
Ciclo	Rankine	Otto	-
Potência elétrica gerada (MVA)	0,81	0,53	-
Potência térmica fornecida (MW)	3,03	3,03	-
Eficiência	26,6%	17,5%	-

Fonte: Autor

Em termos de potência elétrica gerada, o cenário 1 gera aproximadamente 53% mais potência que o cenário 2, enquanto o cenário 3 não gera potência elétrica. Além disso, globalmente, o cenário 1 é aproximadamente 53% mais eficiente que o cenário 2 em termos de geração de energia elétrica.

No entanto, comparando apenas os ciclos de geração de potência utilizados pelos cenários, observa-se que as eficiências possuem valores próximos. O motor a combustão interna operando a um ciclo Otto possui uma eficiência de 27%. Em termos percentuais, o motor a

combustão interna utilizado no cenário 2 chega a ser 1% mais eficiente que o sistema de geração de potência a vapor. Ademais, o ciclo Rankine do cenário 1 dispõe em torno de 55% mais potência térmica fornecida em comparação com cenário 2, o qual dispõe apenas de 1,96 MW. Essa diferença entre as potências térmicas disponíveis e, conseqüentemente, as potências elétricas geradas nos dois cenários se deve à conversão da biomassa em gás de síntese no cenário 2.

Durante a conversão da biomassa em gás de síntese parte do poder calorífico da biomassa se perde com a geração de algumas substâncias químicas. É o caso da geração de vapor de água (H<sub>2</sub>O) e de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) durante a gaseificação. Dessa forma, a energia química da biomassa, representada pelo seu poder calorífico, é convertida em energia térmica, ocasionando o aumento de temperatura dos gases de 298K para 1305K.

Referente à geração de energia térmica através do aquecimento de água de processo, a Tabela 40 compara os valores de potência térmica gerada, a potência térmica fornecida ao sistema, o produto final do sistema, o processo de conversão utilizado e a eficiência do sistema.

Tabela 40 - Comparação da geração de energia térmica entre os três cenários

<b>Parâmetros</b>	<b>Cenário 1</b>	<b>Cenário 2</b>	<b>Cenário 3</b>
Produto final	Gás de exaustão	Gás de exaustão	Gás de síntese
Processo de conversão	Queima direta	Gaseificação Queima direta	Gaseificação
Potência térmica gerada (MW)	0	0,715	0,271
Potência térmica fornecida (MW)	3,03	3,03	3,03
Eficiência	0,0%	23,6%	8,9%

Fonte: Autor

Em termos de potência térmica gerada, o cenário 2 gera cerca de 163% mais potência térmica que o cenário 3, enquanto o cenário 1 não gera potência térmica para o processo de pintura. Vale destacar que no cenário 1 a energia térmica dos gases de exaustão foi transferida para a água e o ar na entrada da caldeira. Dessa forma, aumentando a capacidade de geração de potência elétrica do sistema do cenário 1.

O cenário 2 utilizou dois processos de conversão: a gaseificação e a queima direta (MCI). A etapa de gaseificação, semelhante nos cenários 2 e 3, foi responsável pela geração de 0,271MW térmico. Já a etapa de queima direta, que ocorreu em dois motores a combustão interna, gerou 0,444 MW térmico.

No geral, para o cenário 2 isso correspondeu ao aquecimento de 2,63kg/s de água de processo de uma temperatura de 298K para 363K. Enquanto, para o cenário 3 apenas 1,0 kg/s de água de processo foi aquecido. Em termos de eficiência, o cenário 2 converte 23,6% da energia térmica fornecida em energia térmica útil para o processo, enquanto o cenário 3 converte 8,9%.

### 5.3 ANÁLISE FINANCEIRA DOS SISTEMAS COGERATIVOS

A comparação dos cenários apresentados no tópico “Possíveis sistemas cogenerativos” será baseada nos critérios descritos no tópico “METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS”. Para cada cenário serão aplicados os seguintes métodos: método do valor presente líquido (VPL), método do valor anual uniforme (VAU) e método da taxa interna de retorno (TIR). Ao final, os valores obtidos para os três cenários serão comparados.

Vale salientar que apenas os custos de aquisição dos equipamentos serão considerados. Dessa forma, custos com instalação, mão-de-obra, manutenção, serviços de elétrica e civil não serão levados em consideração nesta etapa. A estimativa do custo dos equipamentos será realizada através da técnica desenvolvida por Boehm (1987, apud Rodriguez, 2007). Esta técnica consiste em estimar o custo de um equipamento baseado em um equipamento semelhante que tenha seu custo conhecido. A equação (5.3) ilustra essa técnica.

$$C = C_r \left( \frac{S}{S_r} \right)^M \quad (5.3)$$

Onde: S é a grandeza de interesse do equipamento, a potência ou a vazão por exemplo; C representa o custo de aquisição do equipamento com grandeza S; S<sub>r</sub> é a grandeza de interesse do equipamento conhecido; C<sub>r</sub> representa o custo de referência de aquisição do equipamento conhecido; M é o fator de incidência próprio de cada equipamento.

A Tabela 41 lista os valores de C<sub>r</sub>, S<sub>r</sub> e M dos equipamentos que compõem os sistemas cogenerativos dos três cenários propostos. Os valores de C<sub>r</sub> e S<sub>r</sub> foram obtidos de orçamentos, enquanto os valores de M foram obtidos de Rodriguez (2007).

Tabela 41 - Parâmetros de referência para cálculo do custo dos equipamentos

<b>Equipamento</b>	<b>C<sub>r</sub></b>	<b>S<sub>r</sub></b>	<b>Unidade</b>	<b>M</b>
Moto-gerador	R\$ 258.554,80	1900	kVA	0,7
Sistema Gaseificação	R\$ 1.600.720,00	600	kg/h de biomassa	0,6
Trocador de Calor	R\$ 2.625,00	4,6	kW térmico	0,6
Caldeira	R\$ 425.250.000,00	300	MVA planta	0,59
Turbina a Vapor	R\$ 150.750.000,00	300	MVA planta	0,68
Condensador	R\$ 2.625,00	4,6	kW térmico	0,6
Bomba	R\$ 1.580,00	0,736	kW	0,58

Fonte: Adaptado Rodriguez (2007)

As tarifas de energia elétrica, gás e água quente estão listadas na Tabela 42. Os valores das tarifas elétricas foram obtidos de Celpe (2018). Os valores de gás natural canalizado foram obtidos de Comgas (2018). Por outro lado, os valores de água quente foram baseados no custo de gás natural, considerando o aquecimento de 1kg de água de uma temperatura de 298K para 363K em um aquecedor com eficiência térmica de 90%.

Tabela 42 - Tarifas de energia elétrica, gás natural e água quente

<b>Item</b>	<b>Tarifa</b>	<b>Unidade</b>
Energia elétrica (FP)	0,39123003	R\$/kWh
Energia elétrica (HP)	0,59997198	R\$/kWh
Gás natural	1,630308	R\$/m <sup>3</sup>
Água quente	0,01253	R\$/kg

Fonte: Adaptado Celpe (2018) e Comgas (2018)

### 5.3.1 Análise financeira do cenário 1

O custo de aquisição dos equipamentos utilizados no cenário 1 estão listados na Tabela 43. O custo total de instalação do sistema de geração de potência a vapor é de R\$15.876.146,31. O benefício obtido com a instalação desse sistema é a geração de energia elétrica. Considerando que esse sistema opere ininterruptamente e com base nas informações listadas em “METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS”, obtém-se a receita mensal listada na Tabela 44.

Tabela 43 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 1

<b>Equipamento</b>	<b>Custo</b>
Caldeira	R\$ 13.051.704,46
Turbina a Vapor	R\$ 2.719.487,80
Condensador	R\$ 99.878,89
Bomba	R\$ 5.075,16
<b>Total</b>	<b>R\$ 15.876.146,31</b>

Fonte: Autor

Tabela 44 - Receita mensal para o cenário 1

<b>Item</b>	<b>Tarifa</b>	<b>Energia gerada</b>	<b>Receita</b>
Energia elétrica (FP)	0,39123	406.728	R\$ 159.124,21
Energia elétrica (HP)	0,59997	174.312	R\$ 104.582,32
<b>Total</b>			<b>R\$ 263.706,52</b>

Fonte: Autor

Baseado na receita mensal e no custo de aquisição dos equipamentos, levando em consideração uma taxa de juros de 10% ao ano, um período de amortização do investimento de 10 anos (sem carência) em um sistema de amortização americano, obtém-se o fluxo de caixa do investimento (Tabela 45, Tabela 46 e Figura 32).

Tabela 45 - Despesas para o cenário 1

<b>Ano</b>	<b>Saldo inicial (R\$)</b>	<b>Juros (R\$)</b>	<b>Amortização (R\$)</b>	<b>Prestação (R\$)</b>	<b>Saldo Devedor (R\$)</b>
0	15.876.146,31	-	-	-	15.876.146,31
1	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
2	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
3	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
4	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
5	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
6	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
7	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
8	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
9	15.876.146,31	1.587.614,63	-	1.587.614,63	15.876.146,31
10	15.876.146,31	1.587.614,63	15.876.146,31	17.463.760,94	-

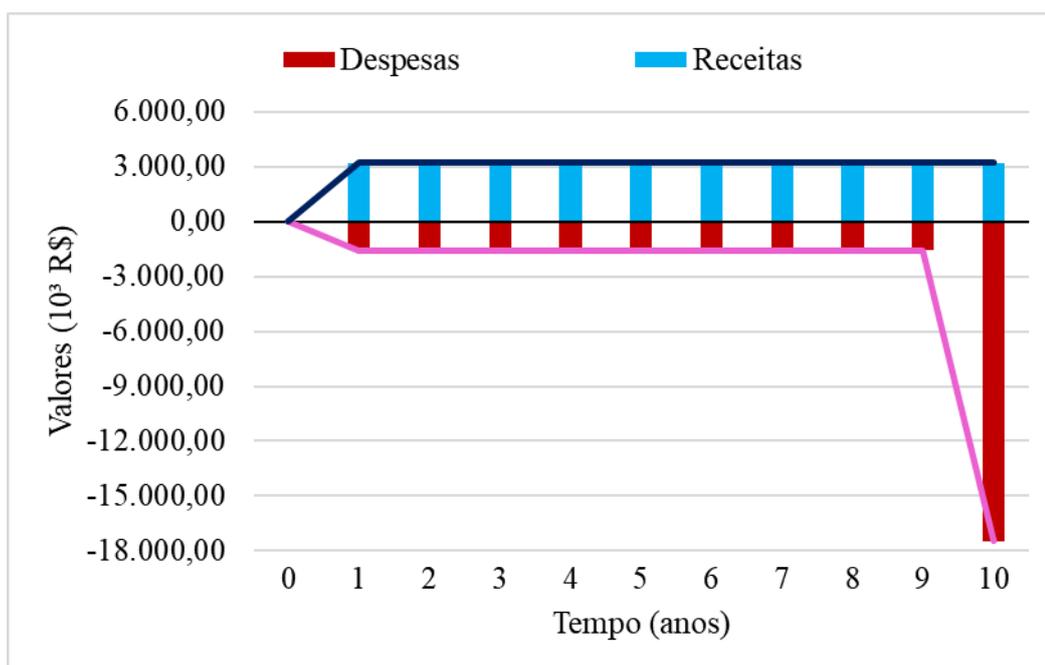
Fonte: Autor

Tabela 46 – Balanço financeiro do cenário 1

Ano	Saldo anterior (R\$)	Receita bruta (R\$)	Despesa (R\$)	Juros (R\$)	Receita líquida (R\$)
0	-	-	-	-	-
1	-	3.164.478,28	1.587.614,63	-	1.576.863,65
2	1.576.863,65	3.164.478,28	1.587.614,63	157.686,37	3.311.413,67
3	3.311.413,67	3.164.478,28	1.587.614,63	331.141,37	5.219.418,68
4	5.219.418,68	3.164.478,28	1.587.614,63	521.941,87	7.318.224,20
5	7.318.224,20	3.164.478,28	1.587.614,63	731.822,42	9.626.910,27
6	9.626.910,27	3.164.478,28	1.587.614,63	962.691,03	12.166.464,95
7	12.166.464,95	3.164.478,28	1.587.614,63	1.216.646,49	14.959.975,09
8	14.959.975,09	3.164.478,28	1.587.614,63	1.495.997,51	18.032.836,25
9	18.032.836,25	3.164.478,28	1.587.614,63	1.803.283,63	21.412.983,53
10	21.412.983,53	3.164.478,28	17.463.760,94	2.141.298,35	9.254.999,22

Fonte: Autor

Figura 32 - Fluxo de caixa para o cenário 1



Fonte: Autor

Em posse do fluxo de caixa, pode-se determinar os parâmetros de viabilidade do investimento: o valor presente líquido (VPL), o valor anual uniforme (VAU) e a taxa interna de retorno (TIR). Esses parâmetros estão expostos na Tabela 47.

Tabela 47 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 1

<b>Parâmetros de viabilidade financeira</b>	
VPL	R\$ 3.568.202,84
VAU	R\$ 580.708,58
TIR	15,01%

Fonte: Autor

### 5.3.2 Análise financeira do cenário 2

O custo de aquisição dos equipamentos utilizados no cenário 2 estão listados na Tabela 48. O custo total de instalação do sistema de gaseificação e geração elétrica por um grupo motorizador é de R\$1.775.088,10. O benefício obtido com a instalação desse sistema é a geração de energia elétrica e água quente. Considerando que esse sistema opere ininterruptamente e com base nas informações listadas em “METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS”, obtém-se a receita mensal listada na Tabela 49.

Tabela 48 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 2

<b>Equipamento</b>	<b>Custo</b>
Moto-gerador (2x265kVA)	R\$ 130.234,84
Sistema Gaseificação	R\$ 1.573.837,20
Trocador de Calor (444 kW)	R\$ 40.729,06
Trocador de Calor (271 kW)	R\$ 30.286,99
<b>Total</b>	<b>R\$ 1.775.088,10</b>

Fonte: Autor

Tabela 49 - Receita mensal para o cenário 2

<b>Item</b>	<b>Tarifa</b>	<b>Quantidade produzida</b>	<b>Receita</b>
Energia elétrica (FP)	0,39123	267.120	R\$ 104.505,37
Energia elétrica (HP)	0,59997	114.480	R\$ 68.684,79
Água quente	0,01253	6.816.960	R\$ 85.416,51
<b>Total</b>			<b>R\$ 258.606,67</b>

Fonte: Autor

Baseado na receita mensal e no custo de aquisição dos equipamentos, levando em consideração uma taxa de juros de 10% ao ano, um período de amortização do investimento de 10

anos (sem carência) em um sistema de amortização americano, obtém-se o fluxo de caixa do investimento (Tabela 50, Tabela 51 e Figura 33).

Tabela 50 - Despesas para o cenário 2

<b>Ano</b>	<b>Saldo inicial (R\$)</b>	<b>Juros (R\$)</b>	<b>Amortização (R\$)</b>	<b>Prestação (R\$)</b>	<b>Saldo Devedor (R\$)</b>
0	1.775.088,10	-	-	-	1.775.088,10
1	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
2	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
3	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
4	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
5	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
6	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
7	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
8	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
9	1.775.088,10	177.508,81	-	177.508,81	1.775.088,10
10	1.775.088,10	177.508,81	1.775.088,10	1.952.596,91	-

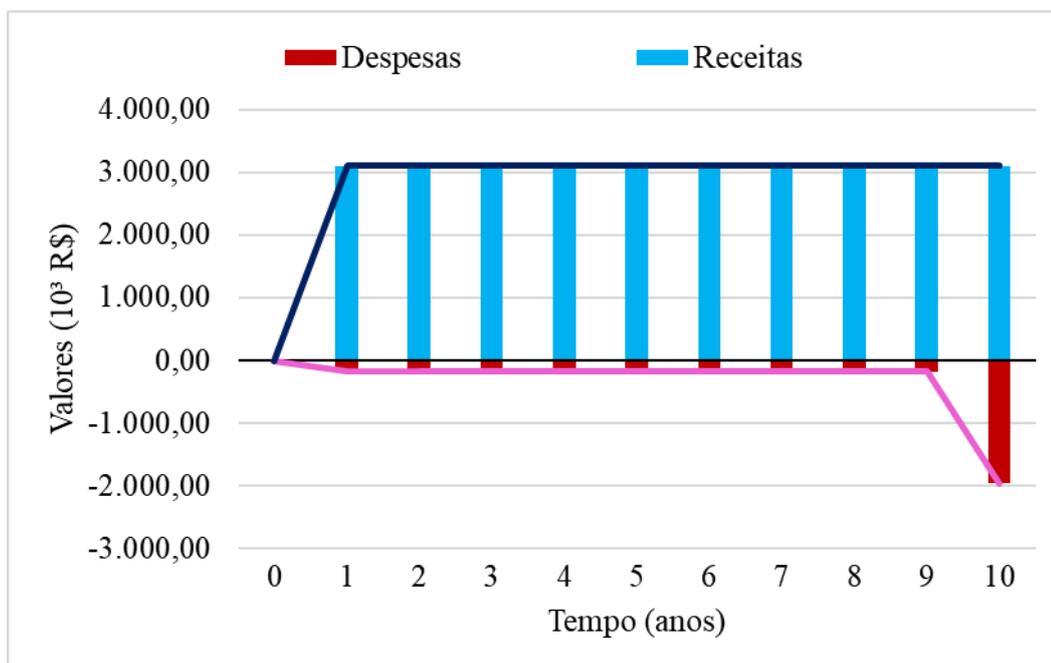
Fonte: Autor

Tabela 51 – Balanço financeiro do cenário 2

<b>Ano</b>	<b>Saldo anterior (R\$)</b>	<b>Receita bruta (R\$)</b>	<b>Despesa (R\$)</b>	<b>Juros (R\$)</b>	<b>Receita líquida (R\$)</b>
0	-	-	-	-	-
1	-	3.103.280,00	177.508,81	-	2.925.771,19
2	2.925.771,19	3.103.280,00	177.508,81	292.577,12	6.144.119,50
3	6.144.119,50	3.103.280,00	177.508,81	614.411,95	9.684.302,64
4	9.684.302,64	3.103.280,00	177.508,81	968.430,26	13.578.504,09
5	13.578.504,09	3.103.280,00	177.508,81	1.357.850,41	17.862.125,69
6	17.862.125,69	3.103.280,00	177.508,81	1.786.212,57	22.574.109,45
7	22.574.109,45	3.103.280,00	177.508,81	2.257.410,95	27.757.291,59
8	27.757.291,59	3.103.280,00	177.508,81	2.775.729,16	33.458.791,94
9	33.458.791,94	3.103.280,00	177.508,81	3.345.879,19	39.730.442,32
10	39.730.442,32	3.103.280,00	1.952.596,91	3.973.044,23	44.854.169,64

Fonte: Autor

Figura 33 - Fluxo de caixa para o cenário 2



Fonte: Autor

Em posse do fluxo de caixa, pode-se determinar os parâmetros de viabilidade do investimento: o valor presente líquido (VPL), o valor anual uniforme (VAU) e a taxa interna de retorno (TIR). Esses parâmetros estão expostos na Tabela 52.

Tabela 52 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 2

<b>Parâmetros de viabilidade financeira</b>	
VPL	R\$17.293.224,11
VAU	R\$2.814.392,59
TIR	174,80%

Fonte: Autor

### 5.3.3 Análise financeira do cenário 3

O custo de aquisição dos equipamentos utilizados no cenário 3 estão listados na Tabela 53. O custo total de instalação do sistema de gaseificação e geração elétrica por um grupo motorizador é de R\$1.604.124,20. O benefício obtido com a instalação desse sistema é a substituição de gás natural e geração de água quente. Considerando que esse sistema opere ininterruptamente e com base nas informações listadas em “METODOLOGIA DOS FATORES FINANCEIROS”, obtém-se a receita mensal listada na Tabela 54.

Tabela 53 - Custo de aquisição dos equipamentos do cenário 3

<b>Equipamento</b>	<b>Custo</b>
Sistema Gaseificação	R\$ 1.573.837,20
Trocador de Calor (271 kW)	R\$ 30.286,99
<b>Total</b>	<b>R\$ 1.604.124,20</b>

Fonte: Autor

Tabela 54 - Receita mensal para o cenário 3

<b>Item</b>	<b>Tarifa</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Receita</b>
Gás natural	1,63031	157.579	R\$ 256.902,89
Água quente	0,01253	2.592.000	R\$ 32.477,76
<b>Total</b>			<b>R\$ 289.380,65</b>

Fonte: Autor

Baseado na receita mensal e no custo de aquisição dos equipamentos, levando em consideração uma taxa de juros de 10% ao ano, um período de amortização do investimento de 10 anos (sem carência) em um sistema de amortização americano, obtém-se o fluxo de caixa do investimento (Tabela 55, Tabela 56 e Figura 34).

Tabela 55 - Despesas para o cenário 3

Ano	Saldo inicial (R\$)	Juros (R\$)	Amortização (R\$)	Prestação (R\$)	Saldo Devedor (R\$)
0	1.604.124,20	-	-	-	1.604.124,20
1	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
2	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
3	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
4	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
5	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
6	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
7	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
8	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
9	1.604.124,20	160.412,42	-	160.412,42	1.604.124,20
10	1.604.124,20	160.412,42	1.604.124,20	1.764.536,62	-

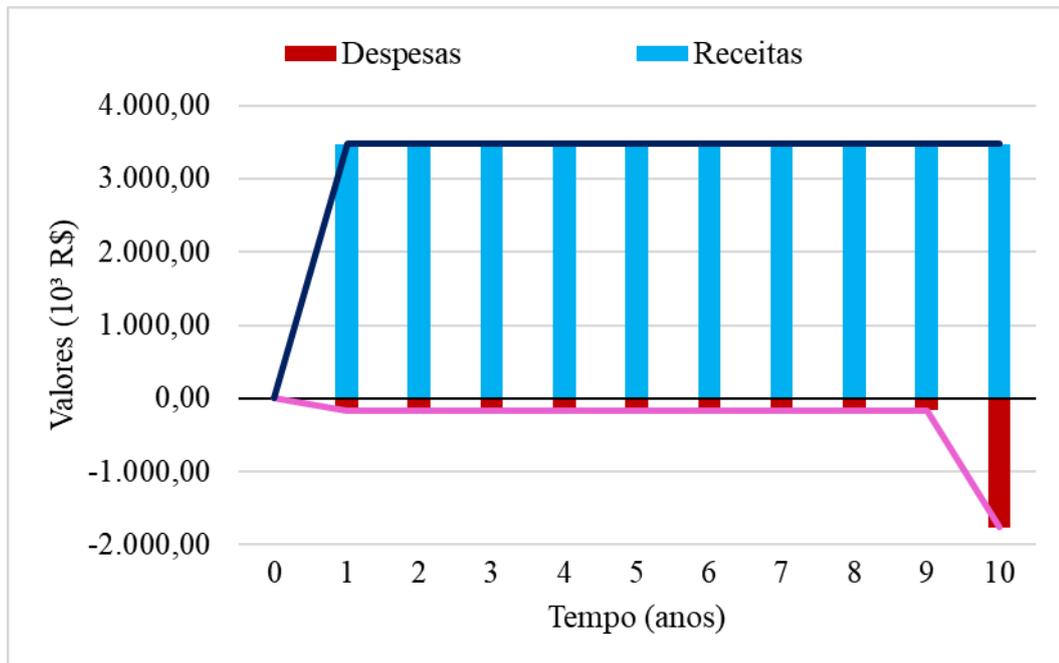
Fonte: Autor

Tabela 56 – Balanço financeiro do cenário 3

Ano	Saldo anterior (R\$)	Receita bruta (R\$)	Despesa (R\$)	Juros (R\$)	Receita líquida (R\$)
0	-	-	-	-	-
1	-	3.472.567,86	289.380,65	-	3.183.187,20
2	3.183.187,20	3.472.567,86	160.412,42	318.318,72	6.813.661,36
3	6.813.661,36	3.472.567,86	160.412,42	681.366,14	10.807.182,93
4	10.807.182,93	3.472.567,86	160.412,42	1.080.718,29	15.200.056,66
5	15.200.056,66	3.472.567,86	160.412,42	1.520.005,67	20.032.217,77
6	20.032.217,77	3.472.567,86	160.412,42	2.003.221,78	25.347.594,98
7	25.347.594,98	3.472.567,86	160.412,42	2.534.759,50	31.194.509,92
8	31.194.509,92	3.472.567,86	160.412,42	3.119.450,99	37.626.116,34
9	37.626.116,34	3.472.567,86	160.412,42	3.762.611,63	44.700.883,42
10	44.700.883,42	3.472.567,86	1.764.536,62	4.470.088,34	50.879.003,00

Fonte: Autor

Figura 34 - Fluxo de caixa para o cenário 3



Fonte: Autor

Em posse do fluxo de caixa, pode-se determinar os parâmetros de viabilidade do investimento: o valor presente líquido (VPL), o valor anual uniforme (VAU) e a taxa interna de retorno (TIR). Esses parâmetros estão expostos na Tabela 57.

Tabela 57 - Parâmetros de viabilidade financeira para o cenário 3

<b>Parâmetros de viabilidade financeira</b>	
VPL	R\$19.733.302,03
VAU	R\$3.211.504,03
TIR	216,50%

Fonte: Autor

### 5.3.4 Comparação financeira dos três cenários

Do ponto de vista financeiro, o melhor sistema cogenerativo é aquele que tiver um maior retorno de capital. Os três métodos comparativos utilizados servem de parâmetro para identificar qual cenário possui o maior retorno do capital investido. Vale salientar que nos três casos foram utilizadas condições de financiamento semelhantes. A Tabela 58 compara os valores de valor presente líquido (VPL), valor anual uniforme (VAU) e a taxa interna de retorno dos três cenários.

Tabela 58 - Comparação dos parâmetros financeiros dos três cenários

<b>Parâmetros</b>	<b>Cenário 1</b>	<b>Cenário 2</b>	<b>Cenário 3</b>
VPL	R\$ 3.568.202,84	R\$ 17.293.224,11	R\$ 19.733.302,03
VAU	R\$ 580.708,58	R\$ 2.814.392,59	R\$ 3.211.504,03
TIR	15,01%	174,80%	216,50%
Receita mensal	R\$ 263.706,52	R\$ 258.606,67	R\$ 289.380,65
Investimento inicial	R\$ 15.876.146,31	R\$ 1.775.088,10	R\$ 1.604.124,65

Fonte: Autor

O cenário 3 possui a maior receita mensal dos três cenários no valor de R\$289.380,65. É 9,74% superior à receita mensal do cenário 1 e 11,90% maior que a receita do cenário 2. No tocante às despesas, o cenário 1 lidera com um investimento inicial de R\$15.876.146,31. Cerca de 82,21% dessa despesa se deve ao custo de aquisição da caldeira. Comparando o cenário 1 com os demais, seu investimento inicial é 794% superior ao do cenário 2 e 890% maior que o investimento do cenário 3.

Levando em consideração o fluxo de caixa e os parâmetros financeiros obtidos, todos os cenários são viáveis financeiramente. Isso se deve ao fato de que em todos os casos estudados a taxa interna de retorno foi superior à taxa mínima de atratividade de 10%. No caso dos cenários 2 e 3 o tempo de amortização do financiamento poderia ser reduzido para 1 ano, enquanto o tempo de amortização do cenário 1 poderia ser reduzido para 8 anos. Entretanto, o tempo de amortização foi mantido constante para que fosse possível a comparação dos cenários.

Por outro lado, vale salientar que a flutuação dos preços da energia elétrica e do gás natural não foram levados em consideração, assim como não foi levada em consideração a inflação. No entanto, nos últimos anos observou-se um aumento das tarifas de energia elétrica e

de gás natural superior à inflação. Dessa forma, favorecendo o aumento da receita líquida no decorrer do tempo.

Em termos de retorno financeiro, o cenário 3 possui a melhor taxa interna de retorno (TIR), além dos maiores valores presente líquido (VPL) e anual uniforme (VAU). O segundo melhor cenário em termos financeiros é o cenário 2. O cenário 1, dessa maneira, é o pior cenário do ponto de vista financeiro, apesar de viável financeiramente.

## 6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo selecionar um sistema de cogeração adequado às condições fornecidas por um setor de pintura, que possua a melhor combinação dos fatores financeiros e energéticos. Utilizando-se biomassa de origem lenhosa (*Pinus*), três cenários foram propostos, modelados e avaliados.

O primeiro cenário proposto consiste na queima direta da biomassa para geração de energia elétrica através de um sistema de potência a vapor. O segundo cenário se baseia na gaseificação da biomassa para geração de energia elétrica e térmica através da sua queima em um motor a combustão interna. O terceiro cenário consiste na gaseificação da biomassa para geração de energia térmica e gás de síntese, o qual se apresenta como substituto do gás natural utilizado no processo de pintura.

Os três cenários foram modelados matematicamente através dos softwares EES e Microsoft Excel, baseados no estado da arte e em parâmetros de equipamentos reais. A análise de desempenho energético dos cenários se deu através da comparação dos parâmetros de potência e eficiência dos cenários. Nesse aspecto, o cenário 1 teve maior eficiência de geração elétrica (26,6%) e maior potência elétrica gerada (0,81 MVA). O cenário 2 teve eficiência de geração elétrica de (17,5%) com 0,53 MVA de potência gerada. O cenário 3 não gerou energia elétrica.

Em termos de geração de energia térmica para aquecimento da água utilizada no processo de pintura, o cenário 2 é o mais eficiente (23,6%) com 0,715 MW transferidos para a água. Em segundo lugar está o cenário 3 com eficiência de 8,9% e 0,271 MW transferidos para a água. O cenário 1 não gerou energia térmica para aquecimento da água de processo.

A análise de desempenho financeiro dos cenários se deu através dos métodos do valor presente líquido (VPL), valor anual uniforme (VAU) e taxa interna de retorno (TIR). Do ponto de vista financeiro, o cenário 3 foi o mais vantajoso com valor presente líquido de R\$ 19.733.302,03, valor anual uniforme de R\$ 3.211.504,03 e taxa interna de retorno de 216,50%. O cenário 2 teve VPL de R\$ 17.293.224,11, VAU de R\$ 2.814.392,59 e TIR de 174,80%. Por fim, o cenário 1 teve VPL de R\$ 3.568.202,84, VAU de R\$ 580.708,58 e TIR de 15,01%.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se refinar o modelo de fatores financeiros, incluindo uma análise de sensibilidade para diversas taxas de juros. Também podem ser levados em consideração: a taxa de inflação, o reajuste das tarifas energéticas e de gás natural, o custo de manutenção dos equipamentos, o custo de operação dos equipamentos e o custo de instalação dos equipamentos.

Do ponto de vista energético, pode-se desenvolver uma análise exergética dos cenários, assim como a aplicação dos princípios de termoeconomia. Além disso, a existência de perdas térmicas pode ser considerada para os modelos dos três cenários.

Outrossim, a execução de uma análise ambiental dos cenários é bastante pertinente para a seleção do melhor cenário de cogeração. Por fim, os modelos propostos podem ser confrontados com resultados obtidos empiricamente.

## REFERÊNCIAS

AL ASMAR, J.; KOUTA, R.; CHACCOUR, K.; EL ASSAD, J.; LAGHROUCHE, S.; EID, E.; WACK, M. Power Generation and Cogeneration Management Algorithm with Renewable Energy Integration. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 74, p. 1394-1401, 2015. Elsevier BV.

ALVES, S. M.; MELO, C. F. M.; WISNIEWSKI, A. **Biogás, uma alternativa de energia no meio rural**. Belém, EMBRAPA-CPATU, 1980.

AMERI, M.; JORJANI, M. Performance assessment and multi-objective optimization of an integrated organic Rankine cycle and multi-effect desalination system. **Desalination**, Teerã: Elsevier B. V., v.392, p.34-45, agosto 2016. Quinzenal.

ANEEL. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília, 2008, 236 f.

ANP. **Biodiesel**. Brasil, out. 2017. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/wwwanp/biocombustiveis/biodiesel>>. Acesso em: 24 nov. 2017.

ARSHAD, M.; AHMED, S. Cogeneration through bagasse: A renewable strategy to meet the future energy needs. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 54, p.732-737, out. 2015. Elsevier BV.

ARTEAGA, Johnathan Anthony Flores. **Análise Energética e Exergética de um Sistema de Cogeração com Motores de Combustão Interna**. 2010. 154f. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, 2010.

ASTM D 1102. **Standard Test Method for Ash in Wood**, 1984.

ASTM E 711. **Standard Test Method for Gross Calorific Value of Refuse-Derived Fuel by the Bomb Calorimeter**, 1987.

ASTM E 871. **Standard Test Method for Moisture Analysis of Particulate Wood Fuels**, 1982.

ASTM E 872. **Standard Test Method for Volatile Matter in the Analysis of Particulate Wood Fuels**, 1982.

ATKINS, P.W.; JONES, L. **Princípios de química: questionando a vida moderna e o meio ambiente**. 5.ed. Porto Alegre: Bookman, 2012. 965 p.

BACK, N.; OGLIARI, A.; DIAS, A.; SILVA, J. C. **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem**. Barueri, SP: Manole, 2008.

BARJA, G. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico**. 2006. Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM 100A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 157 p.

BOYCE, Meherwan P. **Handbook for cogeneration and combined cycle power plants**. Nova York: ASM Press, 2002.

BRIDGWATER, T. **Biomass Pyrolysis**. Biomass & Bioenergy, Paris, n.27, p.1-20, 2007.

BRUNETTI, Franco. **Motores a combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012.

BUREAU OF ENERGY EFFICIENCY. **Energy Efficiency in Thermal Utilities**. Nova Deli, 2004.

CAGLAYAN, H.; CALISKAN, H. Energy, exergy and sustainability assessments of a cogeneration system for ceramic industry. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 136, p. 504-515, mai. 2018. Elsevier BV.

ÇAKIR, U.; ÇOMAKLI, K.; YÜKSEL, F. The role of cogeneration systems in sustainability of energy. **Energy Conversion and Management**, [s.l.], v. 63, p.196-202, abr. 2012. Elsevier BV.

CAMPO, Eduardo Rafael Barreda. **Avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina Vale do Rosário**. 1999. 310 f. Tese (Doutorado em engenharia mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

CELPE. **Tabela de tarifas e preços finais de energia elétrica grupo A**. Brasil, out. 2018. Disponível em: <[http://servicos.celpe.com.br/residencial-rural/Documents/Tarifa%20Grupo%20A/CELPE\\_TARIFAS%20E%20PRE%20C3%87OS%20FINAIS\\_GRUPO%20A\\_OUTUBRO%202018\\_REH%202.388.pdf](http://servicos.celpe.com.br/residencial-rural/Documents/Tarifa%20Grupo%20A/CELPE_TARIFAS%20E%20PRE%20C3%87OS%20FINAIS_GRUPO%20A_OUTUBRO%202018_REH%202.388.pdf)>. Acesso em: 8 nov. 2018.

CENBIO. **Medidas mitigadoras para a redução de emissões de gases de efeito estufa na geração termelétrica**. Brasília, 2000, 222 f.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Nova York: AMGH, 2013.

COMGAS. **Tarifas do Gás Natural Canalizado**. Brasil, nov. 2018. Disponível em: <<https://www.comgas.com.br/tarifas/industrial/>>. Acesso em: 8 nov. 2018.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA. **Investimentos na indústria**. Brasília, 2017.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. S. **Tecnologias de conversão da biomassa**. Manaus: EDUA/EFEI, 1997. (Sistemas Energéticos II).

DIBDIAKOVA, Janka; WANG, Liang; LI, Hailong. Characterization of Ashes from Pinus Sylvestris forest Biomass. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 75, p.186-191, ago. 2015. Elsevier BV.

DJAVAN. **DJAVAN**. [s.l.]: EMI-Odeon, p1978. 1 CD.

FREITAS, A. C. D. **Análise termodinâmica da transformação de biomassa em combustíveis utilizando técnicas de otimização global**. 2015. 381 f. Tese (Doutorado em engenharia química) - Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2015.

GAMA, L.V.; FIGUEIREDO, F. A. B.; GUERRERO, J. R. H. Modelagem algébrica não-ideal de um ciclo Otto no EES. In: CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 13., 2017, Lisboa. **Anais...**Lisboa: 23-26 out. 2017.

GENERAL ELECTRIC. **2018 steam power product catalog**. GE: catálogo. 2018. Disponível em: <[https://www.ge.com/content/dam/gepower-steam/global/en\\_US/documents/2018-Steam-Power-Product-Catalogue.pdf](https://www.ge.com/content/dam/gepower-steam/global/en_US/documents/2018-Steam-Power-Product-Catalogue.pdf)>. Acesso em: 01 ago. 2018.

GONZALES, A. D. **Caracterização e análise comparativa de cinzas provenientes da queima de biomassa**. 2014. 83 f. Dissertação de mestrado - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

GÜRTÜRK, M.; OZTOP, H. F. Exergy analysis of a circulating fluidized bed boiler cogeneration power plant. **Energy Conversion and Management**, [s.l.], v. 120, p.346-357, mai. 2016. Elsevier BV.

HAMEED, S.; RAMZAN, N.; RAHMAN, Z.; ZAFAR, M; RIAZ, S. Kinetic modeling of reduction zone in biomass gasification. In: **Energy Conversion and Management**. [s.l.]: Elsevier B. V., 2014. p. 367-373.

HAMMELMANN, **HDP 10 High Pressure Pump Series**. Hammelmann: catálogo. 2013. Disponível em: <<http://www.hammelmann.de/wAssets/docs/downloadcenter/en/hochdruckpumpen/HDP10-e.pdf>>. Acesso em: 01 ago. 2018.

HAYDARGIL, D.; ABUŞOĞLU, A. A comparative thermoeconomic cost accounting analysis and evaluation of biogas engine-powered cogeneration. **Energy**, [s.l.], v. 159, p.97-114, jun. 2018. Elsevier BV.

HORA, A. B.; MELO, L. **Panoramas setoriais: mudanças climáticas**. Papel e Celulose, p. 48-54. Rio de Janeiro: Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social, 2016.

ICLEI - Brasil - Governos Locais pela Sustentabilidade. **Manual para aproveitamento do biogás: volume um, aterros sanitários**. São Paulo, 2009.

ICLEI - Brasil - Governos Locais pela Sustentabilidade. **Manual para aproveitamento do biogás: volume dois, efluentes urbanos**. São Paulo, 2010.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World energy balances: an overview**. Paris, 2017.

JIA, J.; XU, L.; ABUDULA, A.; SUN, B. Effects of operating parameters on performance of a downdraft gasifier in steady and transient state. In: **Energy Conversion and Management**. [s.l.]: Elsevier B. V., 2018. p. 138-146.

JONG, E.; JUUNGMEIER, G. Biorefinery concepts in comparison to petrochemical refineries. In: **Industrial Biorefineries and White Biotechnology**. [s.l.]: Elsevier B. V., 2015. cap. 1, p. 3-33.

MEIER, D.; VAN DE BELD, B.; BRIDGWATER, A. V.; ELLIOTT, D. C.; OASMAA, A.; PRETO, F. State-of-the-art of fast pyrolysis in IEA bioenergy member countries. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 20, p. 619–641, 2013.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 5 anos (2016 -2020)**. Rio de Janeiro, 2015.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balço energético nacional, relatório síntese, ano base 2016**. Rio de Janeiro, 2017.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2006.

OLIVEIRA, L. R. P. **Biodigestor**. Seminários técnicos de suinocultura, VII simpósio goiano de avicultura e II simpósio goiano de suinocultura. 13 a 15 de setembro de 2005, Goiania, Goiás.

O'RIELLY, K.; JESWIET, J. **Strategies to improve industrial energy efficiency**. In: 21<sup>a</sup> CIRP CONFERENCE ON LIFE CYCLE ENGINEERING, [s.l.], 2014. Elsevier B. V. 2014.

PAMPLONA, E. O.; MONTEVECHI, J. A. B. **Engenharia econômica I**. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2016. Disponível em: <<http://www.iepg.unifei.edu.br/edson/download/Apostee1.PDF>>. Acesso em: 25 nov. 2017.

PERRELLA, J. A. **Planejamento de centrais de cogeração: uma abordagem multiobjetiva**. 1994. 310 f. Tese (Doutorado em engenharia mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

PUCCINI, Ernesto Coutinho. **Matemática financeira e análise de investimentos**. Florianópolis: Departamento de Ciências da Administração / UFSC; Brasília: CAPES : UAB, 2011. Cap. 6.

RODRIGUEZ, C. J. C. **Análise técnica – econômica de um gaseificador de biomassa de 100 kg/h para acionamento de um motor de combustão interna**. 2007. 195 f. Tese (Mestrado em transmissão e conversão de energia) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

SALAZAR, A. R. G. **Estudo da utilização do biogás como fonte de energia renovável no processo produtivo de indústrias de bebidas**. 2014. 153 f. Tese (Mestrado em eficiência energética e sustentabilidade) - Faculdade de Engenharias, Arquitetura e Urbanismo e Geografia, Universidade Federal de Mato Grosso do Sul, Campo Grande, 2014.

SÁNCHEZ, C. G. **Tecnologia da gaseificação de biomassa**. Campinas: Átomo, 2010.

SCANIA, **DC16 071A**. Hammelmann: catálogo. 2018. Disponível em: <[https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/master/products-and-services/engines/pdf/specs/power-gen/DC1671A\\_480-483kW.pdf](https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/master/products-and-services/engines/pdf/specs/power-gen/DC1671A_480-483kW.pdf)>. Acesso em: 01 ago. 2018.

SCIORTINO, Michael; WATSON, Suzanne; PRESNAR, Rosemary. **The importance of energy efficiency in lean manufacturing: declaring energy the ninth waste**. In: ACEEE SUMMER STUDY ON ENERGY EFFICIENCY IN INDUSTRY, [s.l.], 2009. ACEEE, 2009.

SEGHEZZO, L.; ZEEMAN, G.; LIER, J. B.; HAMELERS, H. V. M.; LETTINGA, G. A. Review: the anaerobic treatment of sewage in UASB and EGSB reactors. **Bioresource technology**. v. 65, p. 175-190, 1998.

SHABBIR, I.; MIRZAEIAN, M. Carbon emissions reduction potentials in pulp and paper mills by applying cogeneration technologies. **Energy Procedia**. v. 112, p. 142-149, 2016.

SIEMENS AG. **SST-200 Economic and flexible steam turbine from 4 to 20 MW**. Siemens: catálogo. 2017. Disponível em: <<https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/mam/tag-siemens-com/smdb/power-and-gas/steamturbines/brochures/sst-200-data-sheet.pdf>>. Acesso em: 01 ago. 2018.

SOUSA, M. H. **Análise e diagnóstico energético envolvendo os vetores energia elétrica e gás natural em uma indústria automotiva**. 2018. 106 f. Tese (Mestrado em Processos e Sistemas Térmicos) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2018.

SOUSA, M. H.; ANDRADE, J. R. A. Q. **Caracterização de lenhas da caatinga para fins energéticos e quantificação dos produtos de pirólise**. 2015. 55 f. Monografia – Engenharia de energia, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

SOUZA, C. C.; LEANDRO, J. P.; REIS NETO, J. F.; FRAINER, D. M.; CASTELÃO, R. A. Cogeneration of electricity in sugar-alcohol plant: Perspectives and viability. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v.91, p. 832-837, 2018. Elsevier BV.

STOECKER, W. F. **Design of thermal systems**. 3. ed. [s.l.]: McGraw-Hill Book Co, 1989. Cap. 3.

TOMAZ, W. L.; GORDONO, F. S.; SILVA, F. P.; CASTRO, M. D. G.; ESPERIDIÃO, M. **Cogeração de energia a partir do bagaço da cana-de-açúcar: estudo de caso múltiplo no setor sucroalcooleiro**. São Paulo, 2017. Disponível em: < <http://engemausp.submis-sao.com.br/17/anais/arquivos/271.pdf>>. Acesso em: 30 out. 2017.

TOMOFUJI, D.; MORIMOTO, Y.; SUGIURA, E.; ISHII, T.; AKISAWA, A. The prospects of the expanded diffusion of cogeneration to 2030 – study on new value in cogeneration. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 114, p. 1403-1413, mar. 2017. Elsevier BV.