



INSTITUTO FEDERAL
Santa Catarina

Ministério da Educação
Secretaria de Educação Profissional e Tecnológica
INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS LAGES
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Leonardo Cavalheiro Sponga

**Projeto de microturbina de baixo custo alimentada a gás de síntese para geração
distribuída de energia elétrica**

LAGES

2022

Leonardo Cavalheiro Sponga

**Projeto de microturbina de baixo custo alimentada a gás de síntese para geração
distribuída de energia elétrica**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Matheus Fontanelle Pereira, Dr.

Lages

2022

Leonardo Cavalheiro Sponga

**Projeto de microturbina de baixo custo alimentada a gás de síntese para geração
distribuída de energia elétrica**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica e aprovado em sua forma final pelo Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Lages, 5 de Dezembro de 2022.

Profa. Natalia Madalena Boelter, MSc.
Coordenadora do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Matheus Fontanelle Pereira, Dr.
Orientador
Instituto Federal de Santa Catarina

Prof. Fernando da Silva Osório, Me.
Avaliador
Instituto Federal de Santa Catarina

Prof. Rafael Gustavo Schreiber, Dr.
Avaliador
Instituto Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado à minha família, que sempre me apoiou
nessa jornada e a meus professores, que me guiaram até aqui.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a minha família pelo apoio para enfrentar todos os desafios que a busca pelo título de Bacharel em Engenharia Mecânica oferece e pela compreensão quando minha ausência se fez necessária devido a esses desafios.

Agradeço também a meus colegas e amigos, por me auxiliarem e apoiarem durante essa jornada, proporcionando tanto momentos de estudo como de descontração, extremamente necessários para renovar as energias.

Por fim, agradeço também ao Instituto Federal de Santa Catarina (IFSC) – Câmpus Lages e a seus servidores de maneira geral por me proporcionarem a infraestrutura e todo o conhecimento e habilidades que adquiri nesses anos de curso.

“As obras que se fazem depressa nunca
são terminadas com a perfeição devida.”

(Miguel de Cervantes)

RESUMO

A geração distribuída de energia elétrica é uma alternativa que se mostra muito promissora para diversificar a matriz elétrica brasileira, principalmente utilizando a biomassa como combustível. Para isso, uma das opções mais viáveis é a utilização de microturbinas à gás, que possuem boa eficiência, porém geralmente são muito onerosas. Portanto, o presente trabalho teve como objetivo realizar a análise de viabilidade termodinâmica e econômica de construção, instalação e operação de uma microturbina de baixo custo utilizando turbocompressores automotivos e gás de síntese como combustível para geração distribuída de energia elétrica. Os parâmetros da biomassa utilizada foram levantados bibliograficamente, assim como as especificações de plantas de potência e seus respectivos equipamentos e processos, bem como os turbocompressores automotivos e suas similaridades com plantas de geração de potência de ciclo Brayton. Os resultados do estudo apontaram para um grande potencial de aplicação da planta de geração de energia projetada, principalmente em regiões remotas com grande disponibilidade de biomassa, já que o ciclo de geração de potência apresentou rendimento termodinâmico de cerca de 27%, com custo total de construção e instalação de cerca de R\$ 90.000,00, o que equivale a menos de 25% do preço comercial de microturbinas disponíveis no mercado. Além disso, o custo de geração de energia foi estimado em cerca de R\$0,37/kWh, sendo 35% menor que a tarifa de energia elétrica da CELESC em novembro de 2022 e 32% menor que o custo de geração de microturbinas disponíveis no mercado. Porém, a necessidade de utilização do sistema em conjunto com um gaseificador de leito fixo contracorrente aumenta o custo total da planta de geração, bem como a necessidade de compressão do combustível antes do mesmo ser injetado na câmara de combustão pode reduzir drasticamente a eficiência do ciclo de geração de potência.

Palavras-chave: Energia elétrica. Geração distribuída. Microturbina. Turbocompressor. Biomassa. Gás de síntese.

ABSTRACT

Distributed electricity generation is an alternative that shows great promise to diversify the Brazilian electricity matrix, especially using biomass as fuel. For this, one of the most viable options is the use of gas microturbines, which have good efficiency, but are generally very expensive. Therefore, the present work aimed to perform the thermodynamic and economic viability analysis of the construction, installation and operation of a low-cost microturbine using automotive turbochargers and syngas as fuel for distributed electric power generation. The parameters of the biomass used were bibliographically surveyed, as well as the specifications of power plants and their respective equipment and processes, as well as automotive turbochargers and their similarities with Brayton cycle power plants. The results of the study pointed to a great potential of application of the projected power generation plant, mainly in remote regions with great availability of biomass, since the power generation cycle presented thermodynamic efficiency of about 27%, with a total cost of construction and installation of about R\$ 90,000.00, which is equivalent to less than 25% of the commercial price of microturbines available in the market. In addition, the cost of power generation was estimated to be about R\$0.37/kWh, which is 35% less than CELESC's electricity tariff in November 2022 and 32% less than the cost of generation of microturbines available in the market. However, the necessity of using the system in combination with a updraft gasifier increases the total cost of the generation plant, as well as the need for fuel compression before it is injected into the combustion chamber can drastically reduce the efficiency of the power generation cycle.

Keywords: Electricity. Distributed generation. Microturbine. Turbocharger. Biomass. Syngas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz elétrica brasileira.....	19
Figura 2 - Veículo movido à gás de síntese.....	23
Figura 3 - Planta de geração de energia IGCC.....	23
Figura 4 - Estágios da gaseificação.....	25
Figura 5 - Gaseificador de leito fixo contracorrente.....	26
Figura 6 - Gaseificador de leito fixo concorrente.....	27
Figura 7 - Gaseificador de leito fixo com fluxo cruzado.....	28
Figura 8 - Gaseificador de leito fluidizado circulante (A) e borbulhante (B).....	29
Figura 9 - Faixa de concentração de contaminantes em diferentes tipos de gaseificadores.....	33
Figura 10 - Ciclo simples de turbina à gás acoplada a gerador.....	39
Figura 11 - Diagramas P-v e T-s de ciclo Brayton ideal.....	39
Figura 12 - Diagramas T-s de ciclo Brayton real.....	40
Figura 13 - Esquema de montagem do turbocompressor.....	43
Figura 14 – Layout 1.....	47
Figura 15 – Layout 2.....	47
Figura 16 – Layout 3.....	48
Figura 17 – Mapa de operação do compressor Garrett G35-1050.....	64
Figura 18 - Mapa de operação do compressor Garrett G30-900.....	66
Figura 19 - Câmara de Combustão.....	67
Figura 20 - Alternador RD274D.....	70
Figura 21 - Montagem da planta de potência.....	72
Figura 22 - Montagem da planta de potência com suportes.....	73
Figura 23 - Microturbina Capstone C65.....	74

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Requisitos para micro e minigeração de energia elétrica.	21
Quadro 2 - Vantagens e desvantagens de diferentes agentes de gaseificação.....	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Requerimentos de qualidade do gás de síntese para diferentes aplicações.	32
Tabela 2 - Redução de particulados e alcatrão utilizando diferentes sistemas de limpeza.	33
Tabela 3 - Composição elementar média de diferentes tipos de biomassa.	34
Tabela 4 - Composição média do gás de síntese produzido em diferentes tipos de gaseificadores utilizando madeira como biomassa.	34
Tabela 5 – Parâmetros dos compressores e turbinas do Layout 1.....	54
Tabela 6 - Parâmetros dos compressores e turbinas dos Layouts 2 e 3.....	55
Tabela 7 – Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 1.....	55
Tabela 8 – Potências de cada elemento do Layout 1.....	56
Tabela 9 – Potência de compressão do combustível do Layout 1.....	56
Tabela 10 – Potências e eficiências do Layout 1.....	57
Tabela 11 - Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 2.....	57
Tabela 12 - Potências de cada elemento do Layout 2.	58
Tabela 13 - Potência de compressão do combustível do Layout 2.	58
Tabela 14 - Potências e eficiências do Layout 2.	59
Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 3.....	60
Tabela 16 - Potências de cada elemento do Layout 3.	60
Tabela 17 - Potências de compressão do combustível do Layout 3.....	61
Tabela 18 - Potências e eficiências do Layout 3.	61
Tabela 19 - Comparação entre os Layouts analisados.	62
Tabela 20 - Parâmetros dos Equipamentos.	63
Tabela 21 – Parâmetros dos turbocompressores selecionados.....	66
Tabela 22 – Propriedades termodinâmicas em cada estado do ciclo de potência.	69
Tabela 23 – Potências e eficiências do ciclo termodinâmico.....	70
Tabela 24 – Estimativa dos custos de construção e instalação.....	75
Tabela 25 – Custo de biomassa.	76
Tabela 26 - Custo para compressão do combustível.	76
Tabela 27 – Custo de geração da planta de potência.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica.

CELESC – Centrais Elétricas de Santa Catarina.

IFSC – Instituto Federal de Santa Catarina.

IGCC – Ciclo Combinado de Gaseificação Integrada (*Integrated Gasification Combined-Cycle*).

INEE – Instituto Nacional de Eficiência Energética.

LISTA DE SÍMBOLOS

C – Carbono (elemento químico).

H – Hidrogênio (elemento químico).

O – Oxigênio (elemento químico).

N – Nitrogênio (elemento químico).

S – Enxofre (elemento químico).

CO – Monóxido de carbono.

CO₂ – Dióxido de carbono.

H₂ – Gás hidrogênio.

CH₄ – Metano.

N₂ – Nitrogênio.

O₂ – Oxigênio.

NH₃ – Amônia.

H₂S – Sulfeto de hidrogênio.

K – Potássio (elemento químico).

Na – Sódio (elemento químico).

H₂O – Água.

\overline{AF} – Razão ar-combustível em base molar [kmol/kmol].

AF – Razão ar-combustível em base mássica [kg/kg].

M_{ar} – Massa molar do ar [kg/kmol].

M_{combustível} – Massa molar do combustível [kg/kmol].

\bar{h} – Entalpia específica em base molar [kJ/kmol].

$\bar{h}^{\circ f}$ – Entalpia de formação em base molar [kJ/kmol].

$\Delta\bar{h}$ – Variação da entalpia específica em base molar [kJ/kmol].

$\bar{h}(T, p)$ – Entalpia específica em função de temperatura e pressão em base molar [kJ/kmol].

$\bar{h}(T_{ref}, p_{ref})$ – Entalpia específica em função de temperatura e pressão de referência em base molar [kJ/kmol].

\dot{Q} – Taxa de transferência de calor [kW]

\dot{n} – Vazão molar [kmol/s]

η_c – Eficiência isentrópica do compressor.

η_t – Eficiência isentrópica da turbina.

η – Rendimento do sistema.

h_{2s} – Entalpia no ponto 2s [kJ/kg].

h_2 – Entalpia no ponto 2 [kJ/kg].

h_1 – Entalpia no ponto 1 [kJ/kg].

h_3 – Entalpia no ponto 3 [kJ/kg].

h_{4s} – Entalpia no ponto 4s [kJ/kg].

h_4 – Entalpia no ponto 4 [kJ/kg].

\dot{W}_t – Potência gerada pela turbina [kW].

\dot{W}_c – Potência consumida pelo compressor [kW].

\dot{Q}_e – Calor injetado no sistema [kW].

\dot{m} – Vazão mássica [kg/s].

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Objetivo Geral	18
1.2	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	GERAÇÃO DE ENERGIA NO BRASIL	19
2.1.1	Geração distribuída de energia	20
2.2	GÁS DE SÍNTESE	22
2.2.1	Histórico do gás de síntese	22
2.2.2	Processo de gaseificação de biomassa	24
2.2.3	Tipos de gaseificadores.....	25
2.2.3.1	<i>Gaseificador de leito fixo contracorrente.....</i>	25
2.2.3.2	<i>Gaseificador de leito fixo concorrente</i>	26
2.2.3.3	<i>Gaseificador de leito fixo com fluxo cruzado</i>	27
2.2.3.4	<i>Gaseificador de leito fluidizado</i>	28
2.2.4	Agentes de gaseificação	29
2.2.5	Limpeza do gás de síntese	32
2.2.6	Composição do gás de síntese	34
2.3	COMBUSTÃO	35
2.3.1	Conservação de massa	35
2.3.2	Razão ar-combustível	36
2.3.3	Definição das entalpias	37
2.3.4	Conservação de energia.....	37
2.4	INSTALAÇÕES DE POTÊNCIA COM TURBINA À GÁS	38
2.5	TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS	42
3	METODOLOGIA.....	44
3.1	DEFINIÇÃO DO LAYOUT.....	44

3.1.1	Combustão do gás de síntese.....	44
3.1.2	Potência e Eficiência de diferentes layouts.....	46
3.1.2.1	<i>Layout 1</i>	47
3.1.2.2	<i>Layout 2</i>	47
3.1.2.3	<i>Layout 3.....</i>	48
3.1.2.4	<i>Equações utilizadas</i>	48
3.2	ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS.....	49
3.3	CUSTO DE INSTALAÇÃO	50
3.4	CUSTO DE GERAÇÃO	50
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	51
4.1	DEFINIÇÃO DO LAYOUT.....	51
4.1.1	Combustão do gás de síntese.....	51
4.1.2	Potência e eficiência de diferentes layouts.....	54
4.1.2.1	<i>Layout 1</i>	55
4.1.2.2	<i>Layout 2</i>	57
4.1.2.3	<i>Layout 3.....</i>	59
4.1.2.4	<i>Layout escolhido.....</i>	62
4.2	ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS.....	63
4.2.1	Turbocompressores	63
4.2.1.1	<i>Turbocompressor 1.....</i>	63
4.2.1.2	<i>Turbocompressor 2.....</i>	65
4.2.2	Câmara de Combustão.....	67
4.2.3	Gerador de Energia Elétrica.....	69
4.2.4	Sistema de Transmissão	71
4.2.5	Planta de potência.....	72
4.3	CUSTO DE IMPLANTAÇÃO.....	74
4.4	CUSTO DE GERAÇÃO	75

4.4.1	Custo da biomassa	75
4.4.2	Custo para comprimir o combustível	76
4.4.3	Custo total de geração	76
5	CONCLUSÃO.....	78
	REFERÊNCIAS	79
	ANEXO A – CALOR ESPECÍFICO DE GASES EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA	83
	ANEXO B – PROPRIEDADES TERMOQUÍMICAS DE ALGUMAS SUBSTÂNCIAS	84
	ANEXO C – PROPRIEDADES DO AR COMO GÁS IDEAL.....	85
	ANEXO D – DETALHES TÉCNICOS ALTERNADOR RPW RD274D.....	87
	ANEXO E - DETALHES TÉCNICOS TURBOCOMPRESSOR GARRETT G35- 1050.....	88
	ANEXO F - DETALHES TÉCNICOS TURBOCOMPRESSOR GARRETT G30- 900.....	89

1 INTRODUÇÃO

No mundo moderno, onde quase tudo depende da eletricidade, se faz cada vez mais necessária a busca por métodos mais baratos, eficientes e ecológicos de se obter energia elétrica. Dentre esses possíveis métodos, a geração distribuída utilizando biomassa como fonte de combustível é muito promissora, visto que em quase todos os lugares do Brasil existe biomassa disponível em abundância para ser utilizada nesse processo. Tendo isso em vista, esse trabalho busca realizar o projeto conceitual e iniciar o projeto preliminar de uma planta de geração distribuída de energia elétrica utilizando biomassa como combustível para um gaseificador contracorrente de leito fixo, afim de gerar gás de síntese, que será o combustível responsável pelo processo de combustão para injetar calor em um sistema de geração de potência de ciclo Brayton, que deve gerar potência de eixo suficiente para, através de um sistema de transmissão, girar o eixo de um gerador de energia elétrica, chegando ao produto final desejado no processo.

1.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo geral analisar a viabilidade de criação de uma planta de geração de energia utilizando gás de síntese como combustível de um sistema à gás de ciclo Brayton. Para realizar a análise, serão abordadas duas diferentes vertentes, que dizem respeito às condições termodinâmicas, buscando o layout com melhor eficiência térmica e econômicas, buscando o menor custo de geração de energia.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Comparar termodinamicamente diferentes layouts, com ênfase na potência e na eficiência;
- Analisar economicamente o sistema, buscando orçar o investimento para instalação da respectiva planta;
- Analisar a viabilidade de utilização da planta de potência, baseando-se em seu custo de geração de energia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

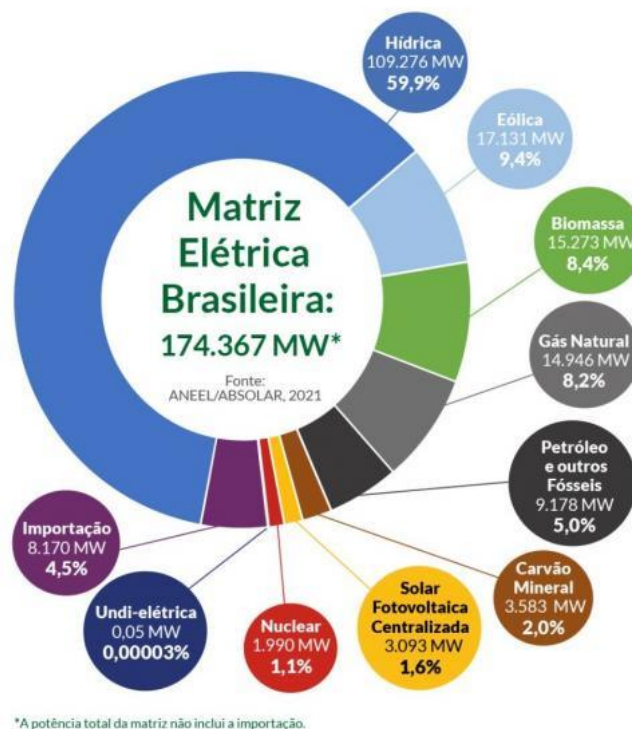
A revisão bibliográfica tem como objetivo apresentar os principais pontos a serem abordados neste trabalho, visando compreender desde o contexto histórico e geográfico em que a tecnologia em estudo está inserida até a definição das grandezas termodinâmicas associadas às microturbinas, passando pela caracterização do gás de síntese e sua forma de geração.

2.1 GERAÇÃO DE ENERGIA NO BRASIL

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), um dos grandes desafios enfrentados pelo Brasil atualmente, é a geração e distribuição de energia com o menor custo possível por todo o território nacional, principalmente devido à grande extensão territorial e às enormes diferenças de densidade demográfica observadas no país.

Conforme indicado na Figura 1, a matriz elétrica brasileira é baseada na fonte hídrica, seguida pela eólica, enquanto a biomassa aparece como terceira principal fonte de energia no país, responsável por apenas 8,4% de toda a energia elétrica gerada em território nacional.

Figura 1 - Matriz elétrica brasileira.



Fonte: ANEEL; ABSOLAR, 2021.

Tendo em vista que no Brasil, principalmente nos locais menos povoados, e, portanto, de mais difícil acesso, existe abundância de biomassa, a busca por melhor aproveitamento dessa fonte de energia é extremamente importante, já que esta é uma fonte renovável de energia com baixo custo de aquisição.

Uma das principais formas para melhor aproveitar a biomassa no Brasil, é a implementação de plantas de geração distribuída de energia, que já estariam no local de consumo e onde existe a matéria prima necessária, facilitando e barateando a geração e distribuição de energia.

2.1.1 Geração distribuída de energia

Segundo o Instituto Nacional de Eficiência Energética (INEE), a geração distribuída se trata da geração de energia elétrica realizada pelos próprios consumidores, independente da potência, tecnologia e fonte de energia. Dentro das possibilidades acima descritas, a geração distribuída pode incluir geradores de emergência, painéis fotovoltaicos, pequenas centrais hidrelétricas, geradores que utilizam biomassa como combustível, entre outros.

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), o crescimento da geração distribuída favorece tanto os próprios consumidores quanto as companhias elétricas o governo, visto que possibilita economia nos investimentos em transmissão e reduz as perdas de energia, possibilitando a existência de uma rede elétrica estável.

O primeiro grande avanço na área de geração distribuída se deu em 2004, quando esta modalidade de geração foi mencionada na Lei 10.848/04 e no Decreto 5.163/04, dando início ao processo de desenvolvimento de geração distribuída no país.

Justificada pelos potenciais benefícios, como o adiamento de investimentos em expansão dos sistemas de transmissão e distribuição, baixo impacto ambiental, redução da probabilidade de sobrecarga da rede e diversificação da matriz energética, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) publicou a resolução N° 482 da ANEEL, de 17 de Abril de 2012, permitindo ao consumidos gerar sua própria energia elétrica, podendo até mesmo fornecer o excedente para a rede. As condições gerais para o acesso de micro e minigeração distribuída de energia elétrica, definidas na resolução já citada, podem ser vistas no Quadro 1.

Quadro 1 – Requisitos para micro e minigeração de energia elétrica.

Tipo	Potência instalada	Requisitos
Microgeração	P.I. $\leq 75\text{Kw}$	- Cogeração qualificada; - Fontes renováveis; - Conectada por meio de unidades consumidoras.
Minigeração	$75\text{Kw} < \text{P.I.} \leq 3\text{MW}$	- Fontes hídricas; - Conectada por meio de unidades consumidoras.
Minigeração	$75\text{Kw} < \text{P.I.} \leq 5\text{MW}$	- Cogeração qualificada; - Fontes renováveis; - Conectada por meio de unidades consumidoras.

Fonte: Adaptado de ANEEL, 2012.

Sendo assim, ficou permitido o uso de qualquer fonte renovável ou cogeração qualificada conectadas na rede de distribuição por meio de unidades consumidoras. Sendo denominado microgeração quando a potência instalada for de até 75 kW e minigeração quando a potência estiver entre 75 kW e 5 MW.

Por estarem diretamente conectadas à rede, a energia excedente gerada pelo sistema é injetada na rede elétrica e, portanto, quando a quantidade de energia gerada no decorrer do mês for maior que a energia consumida naquele período, o consumidor fica com créditos junto à companhia, que podem ser utilizados nas faturas dos 60 meses seguintes de qualquer unidade consumidora do mesmo titular daquela na qual a energia foi gerada.

Além disso, a partir da revisão da resolução 482, realizada a partir da resolução nº 687/2015, a ANEEL criou a possibilidade de instalação de geração distribuída em empreendimentos de múltiplas unidades consumidoras, como condomínios, possibilitando que a energia gerada possa ser repartida entre as unidades consumidoras do local. Além disso, criou-se ainda a geração compartilhada, que, semelhante a configuração acima citada, permite que diversos interessados se unam em um consórcio ou cooperativa para criação de uma planta de geração distribuída e dividam a energia gerada para suas respectivas unidades consumidoras.

2.2 GÁS DE SÍNTESE

Segundo HENRIQUES (2009), o gás de síntese é um gás combustível de baixo poder calorífico obtido através de processos de gaseificação, ou seja, de combustão incompleta de combustíveis sólidos como madeira, carvão e outros combustíveis ricos em carbono.

2.2.1 Histórico do gás de síntese

A produção e utilização de gás de síntese tem uma longa história, datada do início do século XIX, quando não existia grande disponibilidade de energia elétrica e gás natural.

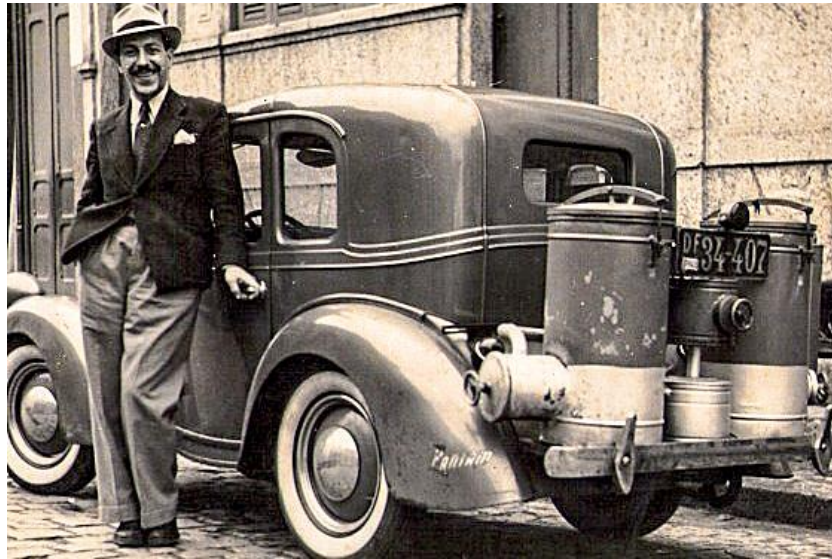
Segundo LIEUWEN, o gás de síntese era gerado a partir da gaseificação do carvão, gerando o chamado “*town gas*”, que era utilizado para iluminação das vias públicas, utilização em cozinhas residenciais e até mesmo para aquecimento industrial.

Porém, com o aumento da disponibilidade de gás natural e eletricidade, a ampla utilização do gás de síntese foi sendo deixada de lado, tornando-se um recurso utilizado como combustível alternativo para motores a combustão interna e turbinas à gás em períodos de escassez energética. O gás de síntese é particularmente interessante para esses períodos devido a suas características de poder ser obtido por processos de baixo custo, com ampla disponibilidade de matéria prima renovável e pela possibilidade de ser ecologicamente menos agressivo ao meio ambiente, já que o carbono convertido em CO₂ durante o processo pode ser naturalmente tratado por meio do sequestro ecológico.

Durante a segunda guerra mundial, devido ao racionamento do petróleo, foram amplamente utilizados modelos de gaseificadores embarcados em tratores, ônibus, caminhões e demais máquinas que dependiam de combustíveis fósseis para funcionar, como os automóveis, como o mostrado na Figura 2. Esses equipamentos faziam a gaseificação de madeira, convertendo o combustível sólido de grande disponibilidade em gás de síntese, que era utilizado como combustível alternativo para os motores de combustão interna.

Segundo HENRIQUES (2009), estima-se que ao final da segunda guerra mundial, existiam mais de 700 mil veículos sendo movidos por esses sistemas em toda a Europa e mais de 1 milhão no mundo todo.

Figura 2 - Veículo movido à gás de síntese.

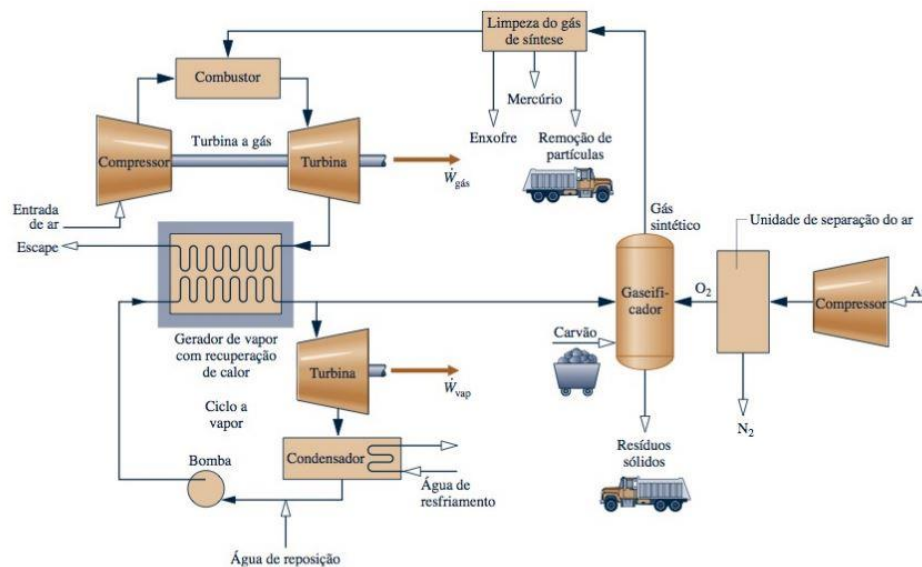


Fonte: PESSÔA, 2022.

Porém, ao final da segunda guerra mundial, o petróleo voltou a ficar disponível com baixo custo, aposentando os sistemas de gasogênio utilizados até então.

Segundo MORAN (2014), a partir da década de 1990, a produção de gás de síntese voltou a ganhar destaque devido a novos modelos de plantas de geração de energia elétrica que envolvem gaseificação. As chamadas instalações de potência com gaseificação integrada ao ciclo combinado (IGCC) são plantas de potência que integram um gaseificador com um ciclo combinado de turbina a gás e a vapor. Um exemplo de planta do tipo IGCC pode ser observada na Figura 3:

Figura 3 - Planta de geração de energia IGCC.



Fonte: MORAN, 2014.

Segundo MORAN (2014), esta configuração produz gás de síntese a partir de carvão em um gaseificador, que alimenta o combustor de uma turbina a gás que gera uma parte da energia elétrica da planta. O calor rejeitado pela turbina a gás é trocado com um gerador de vapor, que movimenta uma turbina a vapor, gerando a outra parte da energia elétrica do sistema.

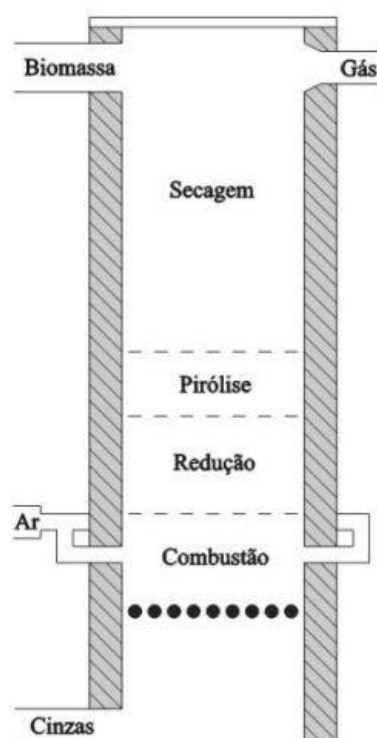
Atualmente, além da utilização em plantas IGCC, o gás de síntese também pode ser utilizado em processos industriais que envolvem combustão, já que pode ser utilizado em fornos industriais, proporcionando uma queima mais rápida e limpa que a dos combustíveis sólidos.

2.2.2 Processo de gaseificação de biomassa

O processo de gaseificação de biomassa é um processo endotérmico de oxidação termoquímica parcial por meio do qual substâncias sólidas ricas em carbono, ao serem combinadas com calor e agentes de gaseificação, são convertidas em gás. Esse processo é complexo, visto que envolve diversas reações químicas e processos de transferência de calor e massa.

Segundo HENRIQUES (2009) e SANSANIWAL (2017), a gaseificação é realizada em reatores denominados de gaseificadores e consiste em quatro etapas principais. A primeira etapa é a secagem (entre 150°C e 400°C), que é responsável por remover a umidade da biomassa. Na segunda etapa, chamada de pirólise (entre 400°C e 600°C), ocorre a decomposição térmica da biomassa em carvão, alcatrão e gases não condensáveis. Já na terceira etapa, chamada de redução (entre 600°C e 950°C), é onde ocorre a gaseificação propriamente dita, transformando o carvão em gás. A quarta e última etapa, denominada combustão (entre 950°C e 1300°C), consiste na oxidação de parte da biomassa em condições controladas e é a única etapa exotérmica do processo, a qual fornece calor para as demais etapas endotérmicas. As quatro etapas em um gaseificador de leito fixo contracorrente estão ilustradas na Figura 4.

Figura 4 - Estágios da gaseificação.



Fonte: SANSANIWAL et al., 2017.

2.2.3 Tipos de gaseificadores

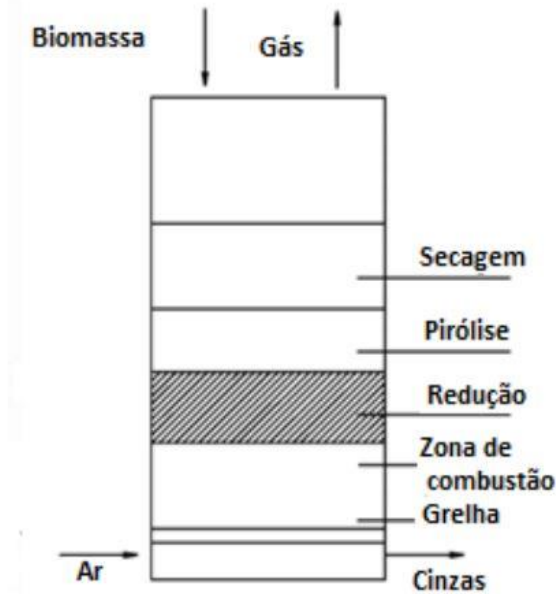
O tipo de gaseificador utilizado no processo de gaseificação depende do tipo de combustível utilizado e da forma de injeção do agente de gaseificação. Os gaseificadores são classificados segundo o tipo de leito e possuem influência direta na qualidade do gás gerado.

2.2.3.1 Gaseificador de leito fixo contracorrente

Segundo QUAAK (1999) e RIBAS (2016), no gaseificador de leito fixo contracorrente o combustível é introduzido pelo topo do gaseificador, passando lentamente pelas zonas de secagem, pirólise, redução e combustão, enquanto o ar entra pela parte inferior. O principal problema desse modelo é que os gases produzidos contêm elevados teores de óleos e alcatrões, já que os gases gerados nas zonas de secagem e pirólise saem diretamente junto com o gás de produto final, sem reações secundárias de decomposição. Já a principal vantagem é a de que normalmente o gás gerado possui baixa quantidade de particulados, devido aos efeitos filtrantes das zonas de secagem e pirólise. O processo gera um gás de temperatura baixa, entre 80°C e

300°C se o combustível for biomassa e entre 300°C e 600°C se for carvão. Como pouco calor é perdido na saída dos gases, a eficiência do processo se torna maior.

Figura 5 - Gaseificador de leito fixo contracorrente.

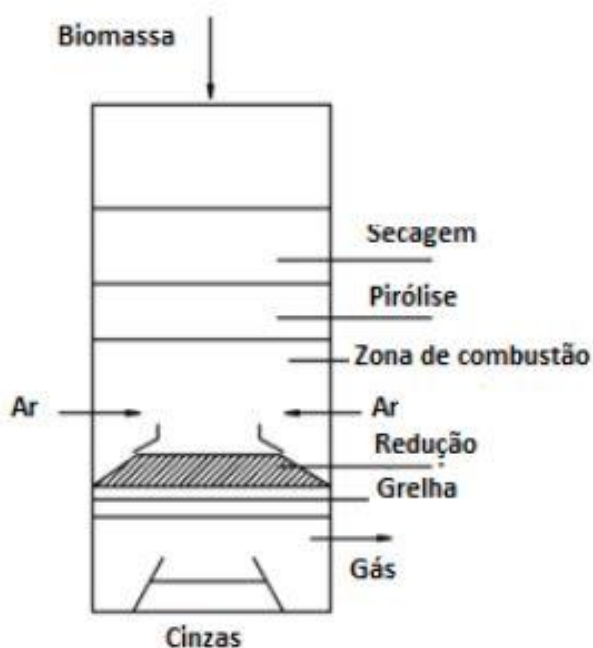


Fonte: QUAAK et al., 1999.

2.2.3.2 Gaseificador de leito fixo concorrente

Segundo QUAAK (1999) e RIBAS (2016), no gaseificador de leito fixo concorrente, o fluxo de combustível e de ar movimentam-se na mesma direção com sentido contrário, fazendo com que os gases produzidos deixam o gaseificador somente após passarem pela zona de combustão, causando o craqueamento parcial dos alcatrões formados no estágio de pirólise, tendo como produto final um gás com menores teores de alcatrão, mas com maiores percentuais de particulados se comparado aos gaseificadores de fluxo contracorrente. Nesse processo, o gás gerado sai do gaseificador a altas temperaturas (entre 900°C e 1000°C), o que causa diminuição na eficiência do processo, já que a quantidade de calor perdida nos gases é maior.

Figura 6 - Gaseificador de leito fixo concorrente.

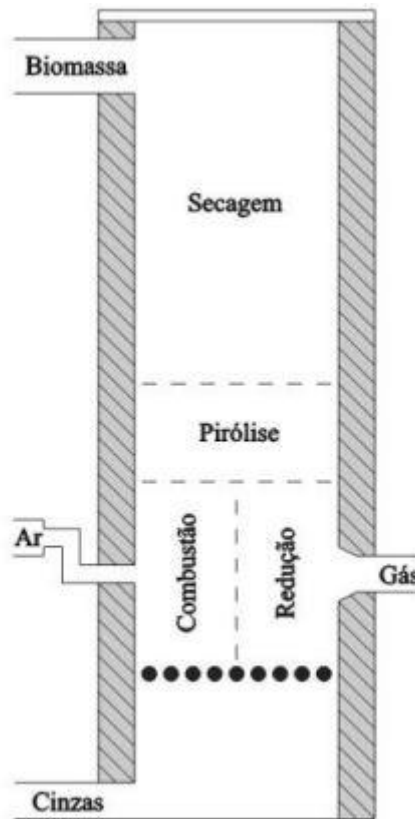


Fonte: QUAAK et al., 1999.

2.2.3.3 Gaseificador de leito fixo com fluxo cruzado

Segundo SANSANIWAL (2017) e HENRIQUES (2009), no gaseificador de leito fixo com fluxo cruzado, a biomassa entra no equipamento pela parte superior e move-se em fluxo descendente, enquanto o ar é introduzido pela lateral e os gases retirados pelo lado oposto e no mesmo nível da entrada de ar. A zona de combustão e gaseificação é formada ao redor da entrada de ar, enquanto as zonas de pirólise e secagem são formadas em um nível mais alto do gaseificador. A eficiência do processo é prejudicada pela alta temperatura de saída dos gases (cerca de 900°C) e o gás produzido possui um elevado nível de alcatrão. Como o tempo de residência dos gases no interior do gaseificador é muito pequeno, se o combustível a ser gaseificado tiver altos teores de voláteis não há tempo para a queima do alcatrão. Sendo assim, este tipo de gaseificador é mais apropriado para a gaseificação do carvão.

Figura 7 - Gaseificador de leito fixo com fluxo cruzado.



Fonte: SANSANIWAL et al., 2017.

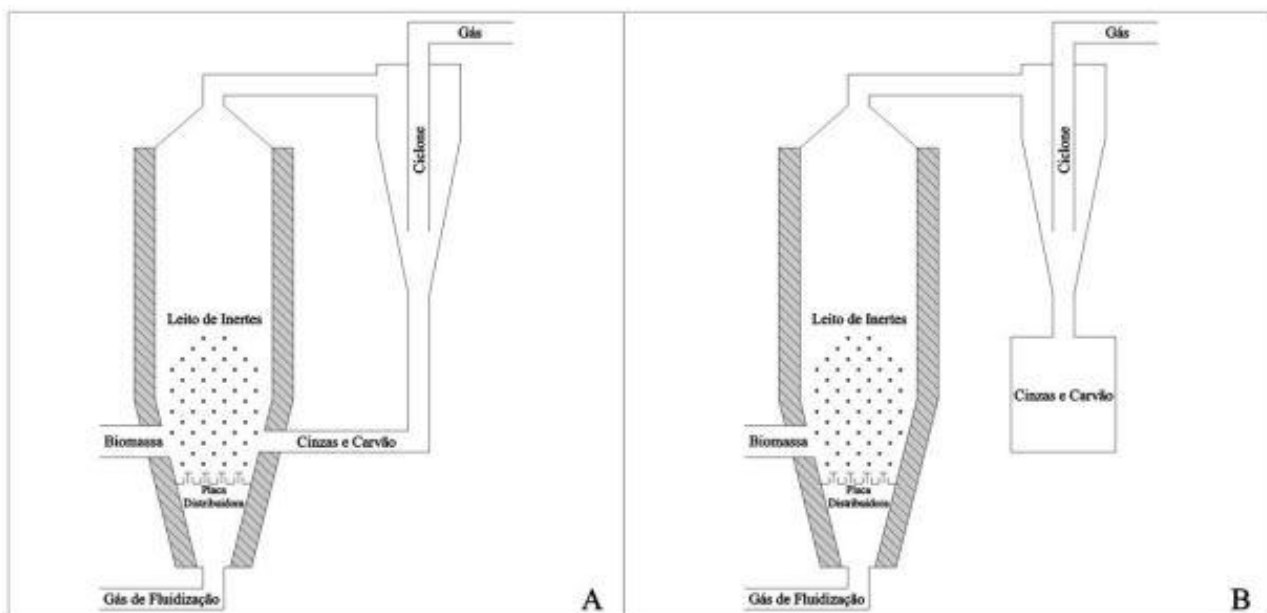
2.2.3.4 Gaseificador de leito fluidizado

Nos gaseificadores de leito fluidizado, o contato entre os sólidos e o gás é favorecido pela circulação da biomassa, que deve estar no formato de pequenas partículas para facilitar a transformação em gás. Porém, essa característica diminui muito o tempo de reação, desfavorecendo seu uso para gaseificação de combustíveis com altas concentrações de voláteis.

Segundo SANSANIWAL (2017) e HENRIQUES (2009), nesse tipo de gaseificador, o ar entra pela parte inferior e o gás produto da reação sai na parte superior, enquanto a biomassa entra logo acima do ar, em um patamar intermediário. Além disso, diferentemente do que ocorre nos gaseificadores de leito fixo, as zonas de reação não estão bem definidas, já que as partículas estão em constante movimento. Normalmente, esse tipo de gaseificador utiliza um leito de material inerte, comumente sílica, que intensifica a troca de calor entre as fases gás/sólido e aumenta a eficiência do processo.

Esse tipo de gaseificador pode ser do tipo circulante, no qual as sobras de cinzas, carvão e inertes removidos no ciclone voltam ao leito, onde novamente reagem ou do tipo borbulhante, onde não ocorre o reaproveitamento das sobras.

Figura 8 - Gaseificador de leito fluidizado circulante (A) e borbulhante (B).



Fonte: SANSANIWAL et al., 2017.

Esses gaseificadores são recomendados para plantas com maior capacidade e que operam utilizando carvão como combustível, pois apresentam melhores características de escalonamento se comparados aos gaseificadores de leito fixo. A desvantagem dessa configuração é que os gases produzidos contêm grande concentração de material particulado e alcatrão devido ao processo de fluidização, que faz com que essas impurezas saiam junto com o gás no processo.

2.2.4 Agentes de gaseificação

A escolha correta do agente de gaseificação é fundamental para o processo, pois além de causar grandes variações no custo de operação do gaseificador, afeta a composição e poder calorífico do gás. Os agentes mais utilizados são o ar atmosférico, oxigênio, vapor de água, dióxido de carbono ou ainda uma mistura desses.

Segundo SANSANIWAL (2017), o ar atmosférico é o principal agente de gaseificação por estar disponível em todos os lugares a custo zero, porém, o gás produzido apresenta baixo

poder calorífico em relação aos demais agentes, já que fica diluído no nitrogênio pois este é o principal composto do ar, que para cada parte de oxigênio possui cerca de 3,76 partes de nitrogênio.

Segundo MAGALHÃES (2020), o oxigênio puro é mais utilizado em gaseificadores mais modernos e de alta produtividade, já que possui alto custo seja para comprar pronto ou implantar formas de purificação a partir do ar atmosférico. Ao utilizar esse agente de gaseificação, é gerado um gás de maior poder calorífico em relação ao com ar atmosférico, contendo maiores quantidades de H_2 , CO e CH_4 .

Segundo LORA; VENTURINI (2012), O vapor é utilizado combinado ao oxigênio ou ar atmosférico em gaseificadores com fonte de calor externa. O gás gerado contém maior concentração de hidrogênio, e, conseqüentemente, alto poder calorífico. Porém, para utilizar esse tipo de agente de gaseificação, precisamos de uma fonte de vapor, que consome combustível para gerar calor e, portanto, aumenta o custo do processo.

Segundo CHAVES (2012), o dióxido de carbono quando utilizado produz gás com alto poder calorífico, sendo composto principalmente por H_2 e CO , porém, para que o agente tenha boa reatividade, requer altas temperaturas, o que gera um consumo maior de combustível, aumentando ainda mais o custo de gaseificação da biomassa.

Já a mistura entre dois ou mais agentes de gaseificação é mais utilizada em gaseificadores modernos, que possuem mais tecnologia para compensar no aumento de eficiência o aumento de custo de operação.

No Quadro 2, estão descritas as vantagens e desvantagens da utilização de diferentes agentes de gaseificação.

Quadro 2 - Vantagens e desvantagens de diferentes agentes de gaseificação.

Agente de gaseificação	Vantagens	Desvantagens
Ar atmosférico	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo custo; - Teor de particulados e de alcatrão moderados; - Combustão parcial do material. 	<ul style="list-style-type: none"> -Produção de gás com baixo poder calorífico.
Vapor	<ul style="list-style-type: none"> - Produção de gás com alto poder calorífico (alto teor de H₂) 	<ul style="list-style-type: none"> - Precisa de calor externo para gerar vapor; - Acréscimo no teor de alcatrão no gás produzido; - Requer limpeza catalítica.
Oxigênio (O ₂)	<ul style="list-style-type: none"> - Gás de síntese com baixo teor de N₂; - Ausência de alcatrão em decorrência das altas temperaturas; - Permite gaseificar combustíveis líquidos. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necessita de planta de separação de ar; - Altas temperaturas de gaseificação;
Dióxido de Carbono (CO ₂)	<ul style="list-style-type: none"> - Produção de gás com alto poder calorífico (alto teor de H₂ e CO) 	<ul style="list-style-type: none"> - Requer aquecimento indireto; - Requer limpeza catalítica do gás; - Necessita de altas temperaturas para que o CO₂ tenha reatividade.

Fonte: Adaptado de LORA; VENTURINI, 2012.

2.2.5 Limpeza do gás de síntese

Segundo LORA (2006), no processo de gaseificação de biomassa, o gás de síntese gerado possui diversas impurezas, como os particulados sólidos, alcatrão, NH₃, H₂S, álcalis (K e Na), entre diversos outros contaminantes de menor concentração. Portanto, para que o gás gerado possa ser utilizado, precisa antes passar por um processo de limpeza, afim de ficar com teor de contaminantes condizente com sua utilização, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Requerimentos de qualidade do gás de síntese para diferentes aplicações.

Contaminantes	Unidades	Motor de combustão interna	Turbina a gás	Síntese de metanol	Células a combustível
Particulados sólidos	mg/Nm ³	< 50	< 30	< 0,02	-
Alcatrão	mg/Nm ³	< 100	-	< 0,1	< 1
Álcalis	mg/Nm ³	-	< 0,25	-	-
NH ₃	mg/Nm ³	< 55	-	< 0,1	< 0,1
H ₂ S	mg/Nm ³	< 1150	-	< 1	< 1

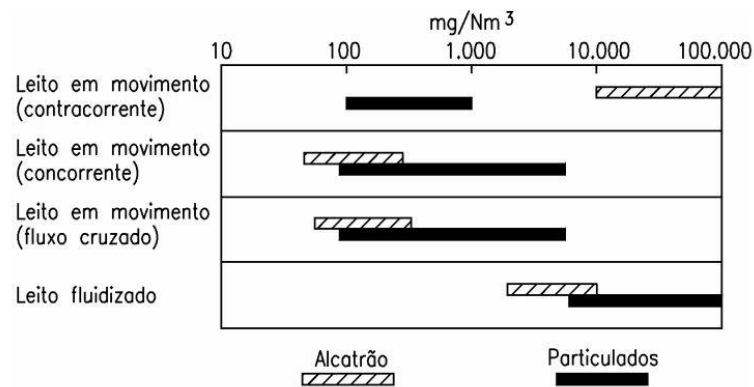
Fonte: Adaptado de LORA et al., 2006.

Segundo LORA (2006), nos gaseificadores de leito fixo, os particulados sólidos são arrastados pelo próprio fluxo do gás de síntese ao sair do gaseificador, sendo compostos principalmente por partículas de carvão e cinzas pequenas o suficiente para serem carregadas aerodinamicamente pelo gás ao sair do reator. Já nos gaseificadores de leito fluidizado, além de cinzas e carvão, há o agravante de que, na saída do gás de síntese, existem também as partículas do material que compõe o leito, geralmente areia ou alumina. Todos esses particulados sólidos são, usualmente, removidos com a utilização de filtros, lavadores de gases e ciclones.

Segundo FONSECA (2009), o alcatrão é um contaminante orgânico formado principalmente por hidrocarbonetos condensáveis, cuja composição e quantidade pode variar, principalmente, de acordo com a biomassa utilizada, o tipo de gaseificador escolhido e o fator de ar selecionado. O alcatrão pode ser removido do gás de síntese por processos primários, que são aqueles que ocorrem ainda no interior do gaseificador, e processos secundários, que são aqueles que ocorrem após a saída do gás.

A faixa de concentração de particulados sólidos e alcatrão pode ser caracterizada de acordo com o tipo de gaseificador utilizado, conforme mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Faixa de concentração de contaminantes em diferentes tipos de gaseificadores.



Fonte: LORA et al., 2006.

Segundo FONSECA (2009), os métodos primários de tratamento do gás de síntese geralmente se tornam inviáveis, já que, em sua maioria, dependem diretamente do tipo de gaseificador utilizado, pois dizem respeito ao tempo de reação da biomassa, temperatura de saída dos gases e até mesmo o fator de ar utilizado. Sendo assim, geralmente, a limpeza do gás de síntese é feita por métodos secundários, através de dispositivos mecânicos.

Diferentes dispositivos mecânicos podem ser utilizados, como filtros de areia, lavadores, precipitadores, filtros de manga, entre outros, cada um tendo suas devidas características de funcionamento e eficiência de limpeza do gás quanto a particulados sólidos e alcatrão, conforme mostra a Tabela 2.

Tabela 2 - Redução de particulados e alcatrão utilizando diferentes sistemas de limpeza.

Sistema de Limpeza	Redução do teor de particulados (%)	Redução do teor de alcatrão (%)
Filtro de areia	70 a 99	50 a 97
Torre de lavagem	60 a 98	10 a 25
Lavador Venturi	-	50 a 90
Precipitador eletrostático	> 99	0 a 60
Filtro de mangas	70 a 95	0 a 50
Craqueamento catalítico	-	>95

Fonte: Adaptado de FONSECA, 2009.

2.2.6 Composição do gás de síntese

Após o processo de gaseificação e limpeza, finalmente chega-se ao gás de síntese puro e pronto para ser utilizado, geralmente classificado como combustível de baixo ou médio poder calorífico. No gás produzido, os principais componentes são o monóxido de carbono, o hidrogênio, o dióxido de carbono, o metano e o nitrogênio. Basicamente, o poder calorífico do combustível produzido é definido pela porcentagem que cada um desses componentes ocupa no gás de síntese. Porém, a composição do gás produzido pode variar de acordo com diversos fatores, como o modelo de gaseificador utilizado, o agente de gaseificação utilizado, o tempo de reação, o sistema de coleta dos gases e cinzas e, como mostra a Tabela 3, a composição da biomassa utilizada. De uma forma geral, é possível indicar a composição média do gás de síntese produzido de acordo com o gaseificador e o agente de gaseificação escolhidos, conforme mostrado na Tabela 4.

Tabela 3 - Composição elementar média de diferentes tipos de biomassa.

Tipo de Biomassa	Composição Elementar (%)						Cinzas	Outros
	C	H	O	N	S			
Bagaço de cana	44,80	5,30	42,30	0,38	0,01	1,50	5,71	
Casca de arroz	40,90	4,30	35,80	0,40	0,02	18,30	0,28	
Casca de côco	48,20	5,20	33,10	2,98	0,12	10,25	0,15	
Eucalipto	49,00	5,80	43,90	0,03	0,01	0,72	0,54	
Pinus	49,20	5,90	44,30	0,06	0,03	0,30	0,21	
Sabugo de milho	46,50	5,80	45,40	0,47	0,01	1,40	0,42	

Fonte: Adaptado de FONSECA, 2009.

Tabela 4 - Composição média do gás de síntese produzido em diferentes tipos de gaseificadores utilizando madeira como biomassa.

Tipo de gaseificador	Agente Gaseificante	Composição média do gás de síntese (%)					
		H ₂	CO	CO ₂	CH ₄	N ₂	
Leito Fixo	Concorrente	Ar	17	21	13	1	48
	Concorrente	O ₂	32	48	15	2	3
	Contracorrente	Ar	11	24	9	3	53
	Contracorrente	O ₂	39	46	12	1	2
Leito Fluidizado	Ar	9	14	20	7	50	

Fonte: Adaptado de FONSECA, 2009 e RIBAS, 2016.

2.3 COMBUSTÃO

Segundo MORAN, 2014 a combustão é uma reação química que consiste na quebra das ligações existentes entre as moléculas dos reagentes (combustível e comburente) de tal forma que os átomos e elétrons são reorganizados formando os produtos. Nesse tipo de reação, a rápida oxidação dos elementos do combustível resulta em liberação de energia à medida que os produtos de combustão são formados. A combustão é chamada de completa quando todo o combustível é queimado, seja gerando produtos ou simplesmente oxidando. Já quando nem todo o combustível consegue reagir e acaba saindo como um produto, a combustão é chamada de incompleta.

Segundo GODINHO, 2006 a reação do combustível com o comburente e suas respectivas transformações em produtos é uma reação exotérmica, que além de liberar energia na forma de calor, libera energia luminosa, seja ela no espectro visível ou não.

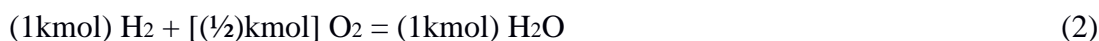
2.3.1 Conservação de massa

Como a combustão é uma reação química, o principal princípio a ser seguido é o de conservação de massa, que, nesse caso, indica que a massa total de cada elemento químico presente nos produtos deve ser igual a massa desse mesmo elemento quando era um reagente.

Como o exemplo apresentado por MORAN, 2014 mostrado na Equação 1 mostra, na combustão completa de hidrogênio com oxigênio, toda a massa de hidrogênio e oxigênio presentes, respectivamente, como combustível e oxidante, reage e aparece na água como produto da reação.



Segundo MORAN (2014), os coeficientes numéricos da equação, que são postos juntos aos símbolos químicos para prover iguais quantidades de cada elemento químico nos dois lados da equação, são chamados de coeficientes estequiométricos. Ou seja, a equação pode ser lida como mostrado na Equação 2:



Como pode ser notado, o número total de mols dos reagentes não é igual ao número total de mols do produto. Porém, se ao invés de analisar os coeficientes estequiométricos a equação seja reescrita utilizando os valores mássicos, pode-se ver que a massa é conservada, conforme mostrado na Equação 3.



2.3.2 Razão ar-combustível

Para haver qualquer tipo de reação de combustão, é necessário que haja oxigênio como comburente. Em quase todos os tipos de combustão, os 21% de oxigênio presentes no ar atmosférico são suficientes para suprir a demanda e reagir com o combustível, enquanto os 79% restantes, compostos principalmente por nitrogênio, acabam saindo junto com os produtos, causando diminuição na eficiência da combustão. Existem sistemas capazes de separar os componentes do ar atmosférico (oxigênio e nitrogênio), permitindo a utilização de oxigênio puro na combustão, o que aumentaria a eficiência do processo. Porém, esses sistemas possuem custo elevado de aquisição e operação, tornando-se inviáveis para a maioria das aplicações.

Segundo MORAN (2014), a razão ar-combustível é a relação entre o ar e o combustível que vão reagir para gerar os produtos e liberar calor. Essa razão define se a mistura será rica (mais combustível) ou pobre (mais ar), e serve para definir se a combustão será incompleta ou completa.

Essa razão pode ser expressa em base molar, quando os mols de ar são divididos pelos mols de combustível, como mostrado na Equação 4, ou base mássica, quando a razão molar ($\overline{\text{AF}}$) é multiplicada pela razão entre as massas molares do ar (M_{ar}) e do combustível ($M_{\text{combustível}}$), como mostra a Equação 5. A massa molar de diferentes substâncias a temperatura e pressão ambientes pode ser vista no Anexo B.

$$\overline{\text{AF}} = \frac{\text{mols de ar}}{\text{mols de combustível}} \quad (4)$$

$$\text{AF} = \overline{\text{AF}} * \left(\frac{M_{\text{ar}}}{M_{\text{combustível}}} \right) \quad (5)$$

A razão ar-combustível ideal para uma mistura é quando tem-se a quantidade exata de ar que fornece o oxigênio necessário para a reação de combustão, garantindo a queima completa do combustível sem sobra de ar, essa quantidade exata de ar é chamada de ar teórico.

Quando ocorre a reação de combustão de um combustível hidrocarbonado com o ar, utilizando a quantidade de ar teórico, os produtos da combustão são o dióxido de carbono e a água, além do próprio nitrogênio que vem do ar.

Quando a reação ocorre com uma quantidade de ar inferior a teórica, além do dióxido de carbono, da água e do nitrogênio, o próprio combustível aparece entre os produtos, já que não queima completamente.

Já quando a reação ocorre com mais ar do que o teórico, além de dióxido de carbono, água e nitrogênio, o oxigênio que sobra na reação aparece entre os produtos.

2.3.3 Definição das entalpias

Segundo MORAN, 2014 a entalpia específica de um composto em um estado que não seja o estado-padrão é determinada através da soma da variação da entalpia específica Δh entre o estado padrão e o estado de interesse para a entalpia de formação, como mostra a Equação 6.

$$\bar{h} = \bar{h}^{\circ f} + \Delta \bar{h} = \bar{h}^{\circ f} + [\bar{h}(T,p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] \quad (6)$$

Os valores de entalpia de formação ($\bar{h}^{\circ f}$) de diferentes substâncias a temperatura e pressão ambientes podem ser vistas nos Anexos B e D.

2.3.4 Conservação de energia

Além do princípio de conservação de massa, o processo de combustão também precisa atender o princípio de conservação de energia, já que, nada mais é do que a transformação da energia química presente nos reagentes em energia térmica e, em motores, energia mecânica. Como nesse trabalho a combustão servirá apenas para fornecer calor, consideraremos que a geração de trabalho será igual a zero, bem como desconsideraremos as energias cinética e potencial. Sendo assim, podemos escrever a equação de conservação de energia para o processo de combustão conforme mostrado na Equação 7, que mostra que a taxa de transferência de calor

da câmara de combustão (\dot{Q}) deve ser igual à diferença entre o produto da vazão molar (\dot{n}) pela entalpia específica (\bar{h}) dos produtos e dos reagentes.

$$\dot{Q} = [(\dot{n} * \bar{h})_P] - [(\dot{n} * \bar{h})_R] \quad (7)$$

Como a vazão molar é igual para os reagentes e produtos, a Equação 7 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{Q}/\dot{n} = (\bar{h}_P) - (\bar{h}_R) \quad (8)$$

Onde:

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor [kW]

\dot{n} = Vazão na base molar [kmol/s]

\bar{h}_P = Entalpia dos produtos [kJ/kg]

\bar{h}_R = Entalpia dos reagentes [kJ/kg]

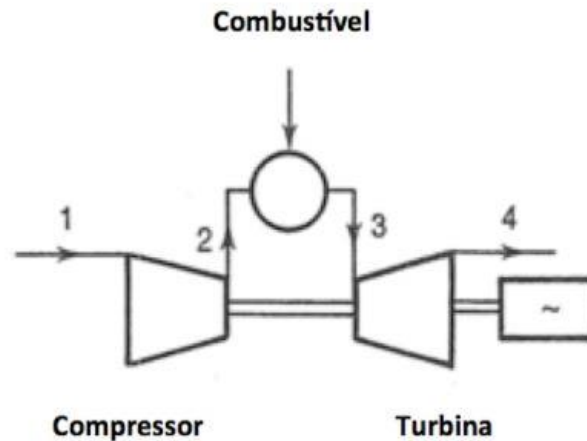
Em um processo ideal, a câmara de combustão é perfeitamente isolada, evitando a perda de calor para o ambiente, e, portanto, tendo a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) igual a zero. Esse é o caso que utiliza-se ao calcular a temperatura de chama adiabática, que é a temperatura de interesse para saber quanto calor o processo de combustão pode injetar no sistema do qual faz parte.

2.4 INSTALAÇÕES DE POTÊNCIA COM TURBINA À GÁS

Segundo MORAN (2014), o princípio básico de funcionamento das instalações de potência com turbina à gás, chamadas de Ciclo Brayton, consiste em um sistema no qual o ar atmosférico é continuamente puxado para dentro de um compressor, onde aumenta sua pressão e temperatura. Depois de passar pelo compressor, o ar passa por uma câmara de combustão, onde reage com o combustível, saindo na forma dos produtos da combustão e ganhando ainda mais energia na forma de calor, aumentando ainda mais sua temperatura. Após ganhar pressão no compressor e ainda mais temperatura na câmara de combustão, o ar se expande através da turbina, perdendo pressão e temperatura e é descarregado novamente na atmosfera. No processo de expansão, enquanto o ar perde energia, essa é transferida para o eixo da turbina. Dessa

potência de eixo, uma parcela serve para movimentar o próprio compressor, enquanto o restante fica disponível para uso, por exemplo, para movimentar um gerador e gerar energia elétrica. O esquema de turbina à gás para geração de energia elétrica é mostrado na Figura 10.

Figura 10 - Ciclo simples de turbina à gás acoplada a gerador.

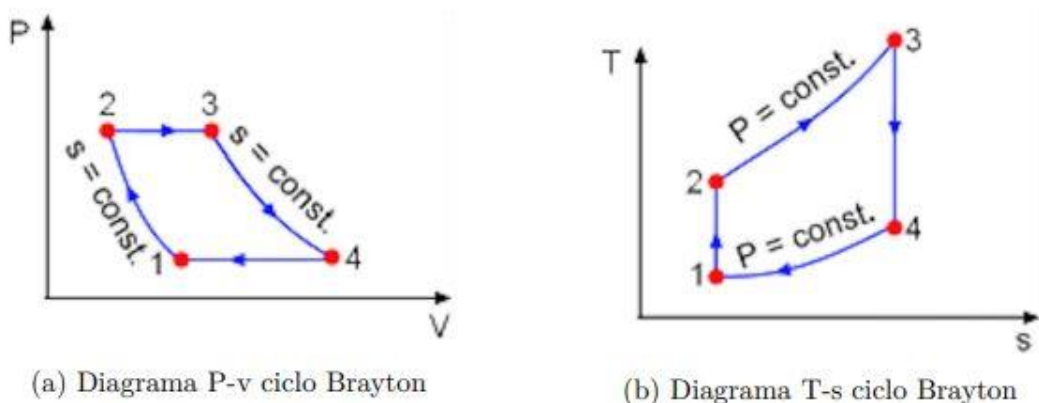


Fonte: TEIXEIRA, 2017.

Na Figura 10, seguindo as numerações, pode-se ver em 1, a entrada do ar atmosférico no compressor, em 2 a saída do ar atmosférico do compressor e entrada na câmara de combustão, em 3 a saída dos produtos da câmara de combustão e entrada na turbina e em 4 a saída dos gases da turbina de volta para a atmosfera. Essa numeração seguirá sendo utilizada para designar cada processo do ciclo Brayton.

Para uma melhor visualização das diferentes etapas do ciclo, pode-se analisar os diagramas de pressão por volume e de temperatura por entropia, como mostra a Figura 11.

Figura 11 - Diagramas P-v e T-s de ciclo Brayton ideal.

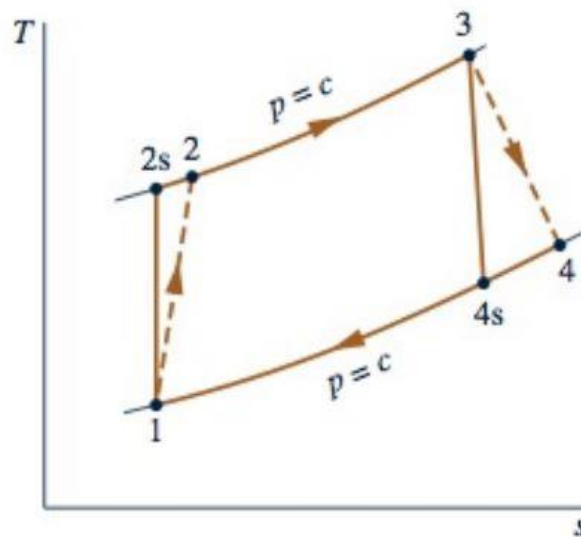


Fonte: TEIXEIRA, 2017.

Analisando o diagrama T-s da Figura 11, pode ser visto que o ar entra no compressor no ponto 1, é comprimido isentrópicamente até uma pressão mais elevada, ganhando também temperatura, chegando ao ponto 2. Do ponto 2 ao ponto 3, o ar está na câmara de combustão, portanto, está ganhando temperatura a uma pressão constante. No ponto 3, o ar entra na turbina à elevada pressão e temperatura, perdendo pressão e temperatura para gerar potência de eixo na turbina até chegar ao ponto 4, que representa a saída da turbina.

Porém, as fases de compressão e expansão não são realmente isentrópicas, portanto, o diagrama T-s real se parece mais com o mostrado na Figura 12.

Figura 12 - Diagramas T-s de ciclo Brayton real.



Fonte: MORAN, 2014.

Com as informações de vazão mássica, pressão e temperatura em cada um dos pontos do ciclo real, podem ser encontradas as entalpias de cada um dos pontos através do Anexo C e das eficiências isentrópicas do compressor (Equação 9) e da turbina (Equação 10). Com as entalpias, podem ser calculadas a potência gerada pela turbina (Equação 11), a potência consumida pelo compressor (Equação 12), a taxa de calor que entra na câmara de combustão (Equação 13) e o rendimento térmico do sistema (Equação 14).

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

Onde:

η_c = Eficiência isentrópica do compressor [-]

h_{2s} = Entalpia no estado 2s [kJ/kg]

h_1 = Entalpia no estado 1 [kJ/kg]

h_2 = Entalpia no estado 2 [kJ/kg]

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (10)$$

Onde:

η_t = Eficiência isentrópica da turbina [-]

h_3 = Entalpia no estado 3 [kJ/kg]

h_4 = Entalpia no estado 4 [kJ/kg]

h_{4s} = Entalpia no estado 4s [kJ/kg]

$$\dot{W}_t = (h_3 - h_4)\dot{m} \quad (11)$$

Onde:

\dot{W}_t = Potência gerada pela turbina [kW]

h_3 = Entalpia no estado 3 [kJ/kg]

h_4 = Entalpia no estado 4 [kJ/kg]

\dot{m} = Vazão mássica do fluído de trabalho [kg/s]

$$\dot{W}_c = (h_2 - h_1)\dot{m} \quad (12)$$

Onde:

\dot{W}_c = Potência consumida pelo compressor [kW]

h_2 = Entalpia no estado 2 [kJ/kg]

h_1 = Entalpia no estado 1 [kJ/kg]

\dot{m} = Vazão mássica do fluído de trabalho [kg/s]

$$\dot{Q}_e = (h_3 - h_2)\dot{m} \quad (13)$$

Onde:

\dot{Q}_e = Calor que entra na câmara de combustão [kW]

h_2 = Entalpia no estado 2 [kJ/kg]

h_3 = Entalpia no estado 3 [kJ/kg]

\dot{m} = Vazão mássica do fluído de trabalho [kg/s]

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_e} \quad (14)$$

Onde:

η = Eficiência termodinâmica do ciclo [-]

\dot{W}_t = Potência gerada pela turbina [kW]

\dot{W}_c = Potência consumida pelo compressor [kW]

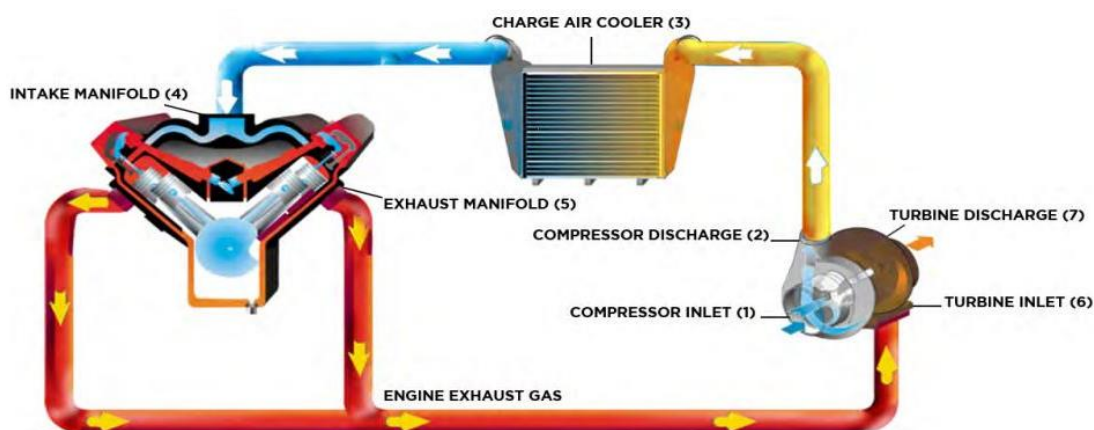
\dot{Q}_e = Calor que entra na câmara de combustão [kW]

2.5 TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

Segundo CONSTANTIN (2017), os turbocompressores são máquinas térmicas rotativas utilizadas para aumentar a pressão de um fluído de trabalho. Essas máquinas geralmente são utilizadas em veículos com motores de combustão interna, tendo o próprio ar atmosférico como fluído de trabalho e tendo como objetivo comprimir o mesmo, diminuindo sua massa específica e aumentando sua densidade, conseqüentemente, aumentando a vazão mássica de ar que entra no motor, possibilitando a injeção de mais combustível, o que além de aumentar a potência e o torque do motor, aumenta também sua eficiência.

O turbocompressor é composto por uma turbina, ligada à um compressor através de um eixo e, na maioria das vezes, por uma válvula de alívio (*wastegate*) e um trocador de calor (*intercooler*) para o resfriamento do ar de admissão, e é montado como mostrado na Figura 13.

Figura 13 - Esquema de montagem do turbocompressor.



Fonte: GARRETT, 2021.

Analisando o fluxo de energia térmica pela Figura 13, pode-se ver que o fluxo dos gases de escape que saem do cilindro do motor (5) é direcionado para a entrada da turbina do turbocompressor (6), onde é responsável por girar suas pás, transformando a energia cinética dos gases em potência de eixo e, após isso, são liberados para a atmosfera através da saída da turbina (7). A turbina por sua vez é conectada ao compressor através de um eixo, que ao girar, faz também com que as pás do compressor girem, comprimindo o ar admitido do ambiente (1), aumentando sua pressão e densidade até a saída do compressor (2). Como a compressão do ar causa um aumento de temperatura, e esse aumento causa, por sua vez, uma diminuição da densidade (efeito oposto ao desejado), o ar comprimido passa por um intercooler (3), responsável por diminuir sua temperatura. Por fim, o ar mais denso é admitido nos cilindros do motor (4). Devido à maior quantidade de ar admitido, aumenta-se também a quantidade de combustível da mistura, elevando o torque e a potência no motor sobrealimentado. A válvula *wastegate*, ou válvula de alívio, é montada na turbina e tem como objetivo garantir que o sistema não ultrapasse a pressão máxima, assim ela permite que apenas a parte necessária dos gases de escape passem pela turbina, não permitindo que o sistema atinja uma pressão maior que a suportável.

Olhando com mais atenção para esse sistema composto de turbina, compressor e considerando o cilindro do motor como uma câmara de combustão, pode-se notar a semelhança do mesmo com as instalações de potência com turbina a gás apresentadas anteriormente. Portanto, torna-se claro que é possível utilizar um turbocompressor automotivo para montar um sistema de geração de potência a gás, possibilitando a construção de uma microturbina de baixo custo.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho se trata de uma pesquisa aplicada, afim de encontrar a solução, através de métodos hipotético-dedutivos, para um problema já apresentado, que é a geração de energia.

Este capítulo foi dividido em 4 seções, afim de tornar mais claros os objetivos, desenvolvimentos e resultados de cada seção. Na primeira, foi definido o layout da planta de potência através de cálculos termodinâmicos de combustão e geração de potência por turbinas a gás. No segundo, foram escolhidos os equipamentos para compor a planta de potência projetada. Já nas seções 3.3 e 3.4, foram definidos os custos do projeto, sendo o primeiro o custo de implantação e montagem da planta de potência e o segundo os custos para manter a planta operando.

3.1 DEFINIÇÃO DO LAYOUT

Para definir o layout mais adequado para o projeto em estudo, foram realizadas revisões bibliográficas específicas sobre diferentes configurações de plantas de potência de ciclo Brayton, afim de analisar melhor os possíveis layouts, levando em conta a viabilidade construtiva, econômica e de eficiência do projeto.

Essa definição depende, primordialmente, de quanto de variação de temperatura pode ser imposta ao fluido de trabalho com a combustão do gás de síntese, dado a partir do qual foram analisados diferentes layouts de plantas de potência, afim de encontrar o mais adequado para o presente projeto.

3.1.1 Combustão do gás de síntese

A quantidade de calor liberado pela combustão do gás de síntese pode ser calculada através da abordagem quantitativa do assunto, utilizando os conceitos apresentados na seção 2.3 do presente trabalho, os dados da Tabela 4 e dos Anexos A e B.

Primeiramente, é preciso ter conhecimento sobre a composição do combustível, afim de saber quais elementos existem e quanto estes elementos representam para cada mol do combustível. Esse dado pode ser encontrado na Tabela 4 do presente trabalho, que apresenta a composição média do gás de síntese. Em segundo lugar, é preciso definir quanto de ar teórico será utilizado, já que esse dado vai definir se o combustível será todo queimado ou não. Com

esses dados, se torna possível escrever a equação química que representa a combustão do gás de síntese, seguindo o modelo apresentado na Equação 15:



Onde o “mol de combustível” deve ser definido como a soma dos elementos constituintes do gás de síntese multiplicados por quanto estes representam em um mol, “A.T.” representa quanto de ar teórico será utilizado, sendo que 100% equivale a 1; “O₂ + 3,76N₂” representa um mol de ar; e “CO₂”, “H₂O” e “N₂” são os produtos da combustão. Estes produtos podem variar, de acordo com o ar teórico utilizado, visto que se este for menor que 1, o combustível não será totalmente queimado e também aparecerá como produto, enquanto que um valor maior que 1 faz com que mais ar do que o necessário entre na reação, gerando como produto também o “O₂”.

Com a equação química escrita, aplica-se o princípio da conservação de massa ao Hidrogênio, Carbono, Oxigênio e Nitrogênio, afim de encontrar o valor das variáveis “a”, “b”, “c” e “d”. Conhecendo-se as variáveis, estas são substituídas na equação química, chegando a equação química balanceada.

Com a equação balanceada, pode-se utilizar a Equação 8, apresentada na seção 2.3.4, considerando que o calor perdido para o meio externo seja igual a zero e que nenhum trabalho seja gerado, para encontrar a temperatura de chama adiabática dessa reação de combustão. Dessa forma, a equação pode ser escrita como mostrado na Equação 16, onde \bar{h}_P é a entalpia dos produtos e \bar{h}_R é a entalpia dos reagentes.

$$0 = (\bar{h}_P) - (\bar{h}_R) \quad (16)$$

Conforme mostrado na Equação 6, na seção 2.3.4, sabe-se que $\bar{h} = \bar{h}^{\circ f} + \Delta\bar{h}$. Portanto, reescrevendo a Equação 16, tem-se a Equação 17, conforme mostrado a seguir.

$$0 = (\bar{h}^{\circ f} + \Delta\bar{h})_P - (\bar{h}^{\circ f} + \Delta\bar{h})_R \quad (17)$$

Os valores de entalpia de formação ($\bar{h}^{\circ f}$) de cada produto e reagente podem ser encontrados no Anexo B, já os valores de variação de entalpia ($\Delta\bar{h}$) devem ser mantidos como uma variável e isolados, afim de encontrar o seu valor, em kJ/kmol.

Para encontrar a variação de temperatura gerada pela combustão, utiliza-se a Equação 18, mostrada a seguir:

$$\Delta T = \frac{\Delta \bar{h}}{C_p * M} \quad (18)$$

Onde:

ΔT = Variação de temperatura [K]

$\Delta \bar{h}$ = Variação de entalpia [kJ/kmol]

C_p = Poder calorífico do combustível [kJ/kg]

M = Massa molar do combustível [kg/kmol]

Para encontrar os valores da massa molar e poder calorífico, utilizam-se os dados de composição do gás de síntese (Tabela 4) e os valores de massa molar e calor específico de cada um dos componentes do combustível, encontrados, respectivamente, nos Anexos B e A.

Substituindo os valores de variação de entalpia, poder calorífico e massa molar na Equação 18, encontra-se o valor de variação de temperatura, na escala Kelvin. Esse valor representa em quanto a temperatura do fluido de trabalho do ciclo Brayton vai aumentar ao reagir com o combustível na câmara de combustão.

Além da variação de entalpia, nessa etapa também é importante conhecer a razão ar-combustível, descrita na Equação 5, na seção 2.3.2.

3.1.2 Potência e Eficiência de diferentes layouts

Nessa seção, utilizou-se também a abordagem quantitativa, com método hipotético-dedutivo, através do qual diferentes layouts foram selecionados e testados afim de encontrar o mais adequado para o presente projeto.

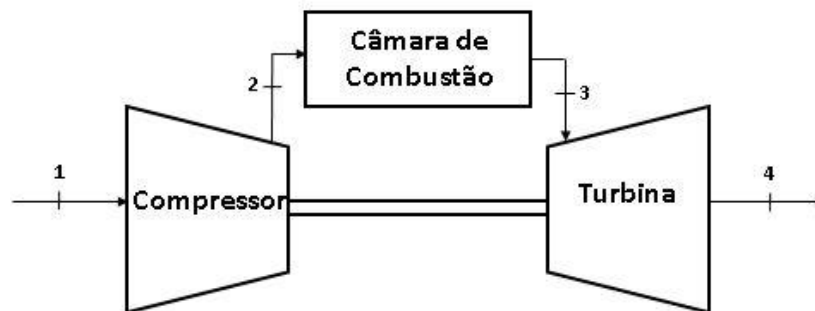
Através do que foi exposto na seção 2.4 do presente trabalho e dos dados apresentados no Anexo C, foi calculada a potência líquida gerada por diferentes sistemas e suas respectivas eficiências termodinâmicas, afim de que esses dados, juntamente com a dificuldade construtiva do sistema fossem analisados para que o layout mais adequado para o presente projeto fosse escolhido como sendo o que apresente o melhor rendimento com boa relação entre potência gerada e dificuldade construtiva.

Nas seções a seguir, estão expostos os 3 principais layouts testados e a formulação utilizada para testá-los.

3.1.2.1 Layout 1

Para o primeiro layout, foi escolhido um sistema com um estágio de compressão, uma câmara de combustão, na qual entra o ar oriundo do compressor e o combustível oriundo do gaseificador e um estágio de expansão. O layout 1 pode ser visto na Figura 14, onde cada componente já aparece devidamente identificado e as numerações indicam os estados do fluido de trabalho, desde a entrada do compressor até a saída da turbina.

Figura 14 – Layout 1.

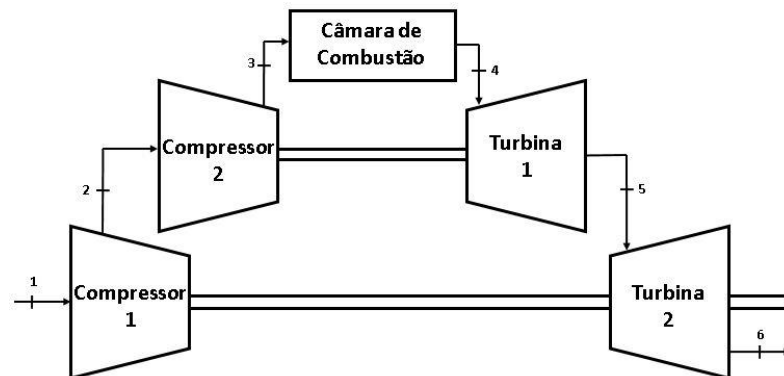


Fonte: O próprio autor, 2022.

3.1.2.2 Layout 2

Para o segundo layout, foi escolhido um sistema mais elaborado, com 2 estágios de compressão, uma câmara de combustão, na qual entra o ar oriundo dos compressores e o combustível oriundo do gaseificador e 2 estágios de expansão. O layout 2 pode ser visto na Figura 15, onde cada componente já aparece devidamente identificado e as numerações indicam os estados do fluido de trabalho, desde a entrada do compressor 1 até a saída da turbina 2.

Figura 15 – Layout 2.

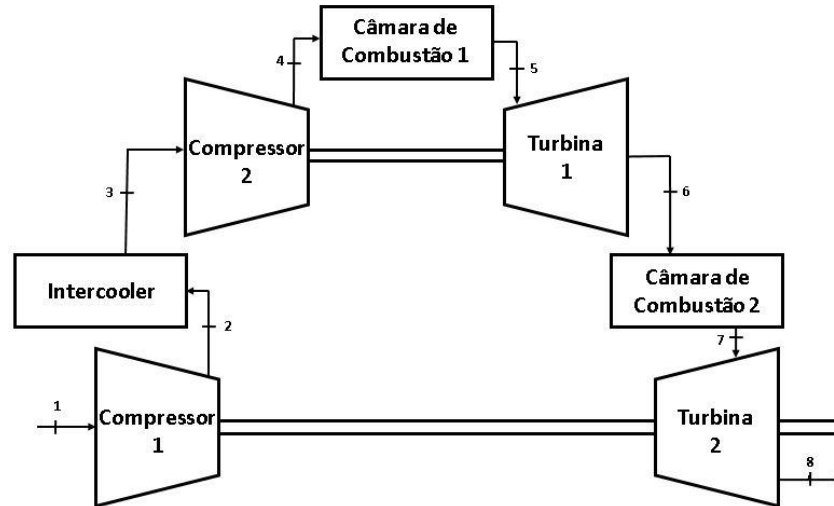


Fonte: O próprio autor, 2022.

3.1.2.3 Layout 3

Já para o terceiro layout, foi escolhido um sistema um pouco mais complexo, com 2 estágios de compressão, utilizando-se um *intercooler* entre eles e 2 estágios de expansão. Nesse layout, existem 2 câmaras de combustão, sendo a segunda responsável por reaquecer o fluido de trabalho antes do mesmo entrar na turbina 2, afim de aumentar a potência gerada. O layout 3 pode ser visto na Figura 16, onde cada componente já aparece devidamente identificado e as numerações indicam os estados do fluido de trabalho, desde a entrada do compressor 1 até a saída da turbina 2.

Figura 16 – Layout 3



Fonte: O próprio autor, 2022.

3.1.2.4 Equações utilizadas

Para encontrar as potências e eficiências de cada layout, foram utilizadas as Equações 11, 12, 13 e 14 apresentadas na Seção 2.4, sendo elas, respectivamente, para encontrar a potência gerada por cada turbina, a potência consumida por cada compressor, o calor injetado no sistema em cada câmara de combustão e a eficiência de cada layout.

Além disso, as Equações 9 e 10 também foram utilizadas, já que estas representam, respectivamente, a eficiência isentrópica de cada compressor e de cada turbina.

Outras Equações utilizadas foram a 19 e a 20, apresentadas a seguir e que representam, respectivamente, a razão de pressões dos compressores ou turbinas.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \quad (19)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_{r1}}{p_{r2}} \quad (20)$$

Onde p_2 representa a pressão na saída e p_1 a pressão na entrada e p_{r2} e p_{r1} representam as pressões reduzidas do fluido de trabalho. Essas Equações só podem ser utilizadas quando a entropia de ambos os estados é igual. Portanto, primeiro utiliza-se uma delas para encontrar a pressão em um estado considerando um processo isentrópico e depois a equação que corresponde a eficiência isentrópica do compressor ou turbina para encontrar a entalpia real no ponto analisado.

Além das equações já apresentadas, também é necessário conhecer a vazão mássica de combustível necessária, que pode ser encontrada utilizando a Equação 21, apresentada a seguir:

$$\dot{m}_{\text{COMB}} = \frac{\dot{m}_{\text{AR}}}{AF} \quad (21)$$

Onde:

\dot{m}_{AR} = Vazão mássica de ar [kg/s]

AF = Razão ar-combustível [kg/kg]

\dot{m}_{COMB} = Vazão mássica de combustível [kg/s]

Com o uso de todas as equações descritas, é possível encontrar a entalpia do fluido de trabalho e a vazão mássica em qualquer ponto do diagrama, tornando simples encontrar a potência e a eficiência de cada layout.

3.2 ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS

Após a definição do layout, foram realizados procedimentos bibliográficos e documentais, como a pesquisa em catálogos de fabricantes, trabalhos acadêmicos, relatórios e leis, afim de escolher os equipamentos mais adequados para o projeto. Na seção 4.2, esses equipamentos foram enumerados e descritos, bem como suas características construtivas e de operação.

A escolha dos equipamentos foi feita com base no layout definido através da metodologia apresentada na seção 3.1.2 e levou em conta, principalmente, a proximidade dos dados utilizados nos cálculos com os dados de cada equipamento.

3.3 CUSTO DE INSTALAÇÃO

Para fazer o levantamento do custo de instalação da planta de potência em estudo, também foram realizados procedimentos bibliográficos e documentais, sendo levados em conta, principalmente, os custos de aquisição ou fabricação dos equipamentos selecionados através do exposto na seção 3.2 e do custo para montar os respectivos equipamentos, como tubulações e suportes, além dos custos de instalação elétrica da planta de potência e de equipamentos periféricos, buscando conhecer, aproximadamente, quanto custará o sistema.

3.4 CUSTO DE GERAÇÃO

Na etapa final, foram levantados os dados de custo de geração de energia elétrica do sistema, através da análise dos principais custos envolvidos na operação do sistema, sendo estes, respectivamente, o custo de aquisição de biomassa para alimentar o gaseificador e gerar gás de síntese, o custo para comprimir o combustível e a estimativa dos custos de manutenção do sistema. Nessa seção, buscou-se encontrar o valor médio que custará para gerar energia elétrica utilizando o sistema em estudo, em R\$/kWh.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados do presente trabalho envolvem as variáveis de potência líquida gerada, eficiência termodinâmica do processo, custo de implantação do projeto e custo de operação do sistema.

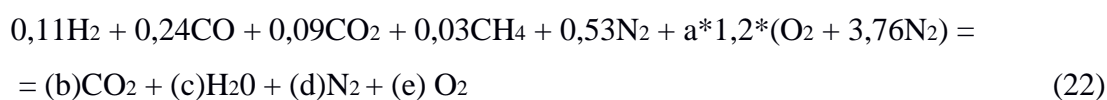
O capítulo foi dividido em 4 seções, que equivalem, respectivamente, aos resultados encontrados seguindo o que foi definido nas seções da metodologia. Sendo assim, na primeira seção foi definido o layout da planta de potência através de cálculos termodinâmicos de combustão e geração de potência por turbinas a gás e na segunda foram escolhidos os equipamentos para compor a planta de potência projetada. Já nas seções 4.3 e 4.4, foram definidos os custos do projeto, sendo o primeiro o custo de implantação e montagem da planta de potência e o segundo os custos para manter a planta operando.

4.1 DEFINIÇÃO DO LAYOUT

Seguindo o que foi exposto na metodologia do presente trabalho, a definição do layout foi feita em duas etapas, envolvendo primeiramente a definição de quanta variação de temperatura a combustão do gás de síntese é capaz de gerar no fluido de trabalho e em segundo lugar o teste de diferentes layouts de plantas de potência com turbinas a gás. Os resultados de cada uma das etapas está descrito nas seções 4.1.1 e 4.1.2.

4.1.1 Combustão do gás de síntese

Primeiramente, levando em consideração a composição média do gás de síntese em um gaseificador de leito fixo contracorrente e ar como agente gaseificante, mostrado na Tabela 4, e considerando 120% de ar teórico para realizar a combustão completa do combustível, a Equação 15 pode ser reescrita como mostrado na Equação 23.



Aplicando o princípio da conservação de massa ao Hidrogênio, Carbono, Oxigênio e Nitrogênio, tem-se:

$$\text{H: } 2 \cdot 0,11 + 4 \cdot 0,03 = 2 \cdot c; \text{ Portanto, } c = 0,17.$$

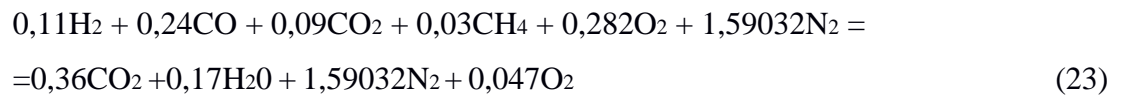
$$\text{C: } 0,24 + 0,09 + 0,03 = b; \text{ Portanto, } b = 0,36.$$

$$\text{O: } 0,24 + 2 \cdot 0,09 + 2 \cdot a = 2 \cdot b + c; \text{ Portanto, } a = 0,235.$$

$$\text{N: } 2 \cdot 0,53 + 2 \cdot 3,76 \cdot a \cdot 1,2 = 2 \cdot d; \text{ Portanto, } d = 1,59032.$$

$$2 \cdot e = 0,24 + 2 \cdot 0,09 + 2 \cdot 1,2 \cdot a - 2 \cdot b - c; \text{ Portanto, } e = 0,047.$$

Portanto, a equação química balanceada é a apresentada na Equação 23:



Com a equação balanceada conhecida, considerando que o calor perdido para o meio externo seja igual a zero e que nenhum trabalho seja realizado, foi possível reescrever a Equação 17, apresentada na seção 3.1.1, como mostrado na Equação 24, afim de encontrar a variação de entalpia dessa reação de combustão.

$$\begin{aligned} 0 = \{ [0,36(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{CO}_2} + [0,17(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{H}_2\text{O}} + [1,59032(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{N}_2} + \\ [0,047(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{O}_2} \} - \{ [0,11(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{H}_2} + [0,24(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{CO}} \\ + [0,09(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{CO}_2} + [0,03(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{CH}_4} + [0,282(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{O}_2} \\ + [1,59032(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{N}_2} \} \end{aligned} \quad (24)$$

Como mostrado nos Anexos B e D, a entalpia de formação (\bar{h}^{of}) é zero para os elementos Carbono (C), Hidrogênio (H₂), Nitrogênio (N₂) e Oxigênio (O₂), bem como o $\Delta\bar{h}$ também é zero para os reagentes, visto que todos entram na câmara de combustão a uma mesma temperatura de referência. Portanto, reescreveu-se a Equação 24 como mostrado na Equação 25.

$$\begin{aligned} 0 = \{ [0,36(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{CO}_2} + [0,17(\bar{h}^{\text{of}} + \Delta\bar{h})]_{\text{H}_2\text{O}} + [1,59032(\Delta\bar{h})]_{\text{N}_2} + [0,047(\Delta\bar{h})]_{\text{O}_2} \} \\ - \{ [0,24(\bar{h}^{\text{of}})]_{\text{CO}} + [0,09(\bar{h}^{\text{of}})]_{\text{CO}_2} + [0,03(\bar{h}^{\text{of}})]_{\text{CH}_4} \} \end{aligned} \quad (25)$$

Substituindo os valores de $\overline{h^{\circ f}}$ de cada um dos elementos pelos apresentados no Anexo B e isolando a variável $\Delta\overline{h}$, foi encontrado que a variação de entalpia no sistema para a combustão do gás de síntese com 120% de ar teórico foi de cerca de 55928,87 kJ/kmol.

Para encontrar o valor da massa molar, foram utilizados os valores da composição média do gás de síntese, mostrados na Tabela 4 e montada a Equação 26, apresentada a seguir:

$$M = (0,11M)_{H_2} + (0,24M)_{CO} + (0,09M)_{CO_2} + (0,03M)_{CH_4} + (0,53M)_{N_2} \quad (26)$$

Substituindo os valores de massa molar de cada um dos elementos, apresentados no Anexo B, foi possível chegar ao valor de massa molar total de cerca de 26,232 kg/kmol.

De forma similar, para calcular o poder calorífico do combustível, foram utilizados os valores da composição média do gás de síntese, mostrado na Tabela 4 e montada a Equação 27, mostrada a seguir:

$$C_p = (0,11C_p)_{H_2} + (0,24C_p)_{CO} + (0,09C_p)_{CO_2} + (0,03C_p)_{CH_4} + (0,53C_p)_{N_2} \quad (27)$$

Substituindo os valores de poder calorífico de cada um dos elementos, apresentados no Anexo A, foi possível chegar ao valor de poder calorífico total de cerca de 2,508 kJ/kgK.

Para encontrar a variação de temperatura gerada pela combustão do gás de síntese, foi utilizada a Equação 18, apresentada na seção 3.1.1.

Substituindo os valores de variação de entalpia, poder calorífico e massa molar na Equação 19, foi possível encontrar o valor de variação de temperatura, chegando a um valor de cerca de 850 K. Portanto, nessa seção, foi encontrada a variação de temperatura que a combustão do gás de síntese pode gerar no fluido de trabalho da planta de potência.

Já a razão ar-combustível, definida através da Equação 5, apresentada na seção 2.3.2, foi encontrada como sendo de cerca de 1,48 kg de ar para cada kg de combustível, levando em consideração que a razão ar-combustível em base molar (\overline{AF}) é de cerca de 1,34232 [kmol/kmol], a massa molar de ar (M_{ar}) é de cerca de 28,97 [kg/kmol] e a massa molar de combustível ($M_{combustível}$) é de cerca de 26,232 [kg/kmol].

4.1.2 Potência e eficiência de diferentes layouts

Para testar os diferentes layouts expostos na seção 3.1.2, primeiramente foi necessário definir alguns parâmetros, como as vazões mássicas em cada seção do ciclo, as razões de compressão de cada compressor e de cada turbina, bem como suas eficiências isentrópicas e a eficiência da câmara de combustão. Esses parâmetros foram definidos após pesquisas em referências bibliográficas já citadas e alguns cálculos preliminares, afim de já estarem próximos dos parâmetros de equipamentos encontrados no mercado nacional.

A eficiência da câmara de combustão foi definida como sendo de 80%, portanto, o valor considerado de variação de temperatura que a combustão do gás de síntese gerará no fluido de trabalho foi definida como mostrado na Equação 28.

$$\Delta T_{\text{real}} = 0,8\Delta T \quad (28)$$

Como o valor de ΔT é conhecido (850 K), o valor considerado nos cálculos para o ΔT_{real} foi de 680 K.

A vazão mássica entre a entrada do primeiro compressor e a entrada da câmara de combustão, também chamada de vazão mássica 1 ou vazão de ar, foi definida como sendo de 60 libras por minuto, cerca de 0,45 [kg/s]. Portanto, $\dot{m}_1 = 0,45$ [kg/s].

Já a vazão mássica de combustível foi definida utilizando a Equação 21, apresentada na seção 3.1.2.4, como sendo de cerca de 0,31 [kg/s], utilizando os dados de razão ar-combustível (AF) de 1,48 [kg/kg] e de vazão mássica de ar já definida anteriormente. Portanto, $\dot{m}_{\text{COMB}} = 0,31$ [kg/s].

Já a vazão mássica entre a câmara de combustão e a saída da turbina 2, também chamada de vazão mássica 2, compreende a soma entre a vazão mássica de ar (\dot{m}_1), de 0,45 [kg/s] e a vazão mássica de combustível (\dot{m}_{COMB}), de 0,31 [kg/s]. Sendo assim, $\dot{m}_2 = 0,76$ [kg/s].

Os parâmetros de razão de compressão e eficiência isentrópica dos compressores e turbinas do layout 1 podem ser vistos na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros dos compressores e turbinas do Layout 1.

Componente	p_2/p_1 ou p_1/p_2	Eficiência Isentrópica
Compressor	3	0,8
Turbina	3	0,8

Fonte: O próprio autor, 2022.

Já os parâmetros de razão de compressão e eficiência isentrópica dos compressores e turbinas dos layouts 2 e 3 podem ser vistos na Tabela 6. Para esses layouts, considerou-se que a turbina 1 deve gerar apenas a potência necessária para mover o compressor 2, visto que devido às características construtivas dos turbocompressores automotivos, não seria possível acoplar nada ao eixo destes componentes. Portanto, a turbina 1 deve possuir uma razão de compressão menor que a turbina 2, responsável por terminar de descarregar a pressão do sistema e gerar a potência realmente utilizável.

Tabela 6 - Parâmetros dos compressores e turbinas dos Layouts 2 e 3.

Componente	p_2/p_1 ou p_1/p_2	Eficiência Isentrópica
Compressor 1	2,25	0,8
Compressor 2	2,25	0,8
Turbina 1	1,4	0,8
Turbina 2	3,6	0,8

Fonte: O próprio autor, 2022.

Além disso, considerou-se que o ar entra no sistema a 295 K (22°C) e a pressão atmosférica de 1 bar, cerca de 100 kPa.

Com os dados iniciais definidos, foi possível calcular as potências e eficiências de cada um destes layouts, como apresentados nas próximas seções.

4.1.2.1 *Layout 1*

Para o layout 1 (Figura 14), seus respectivos parâmetros de equipamentos (Tabela 5) e dados de entrada já descritos anteriormente, os dados de cada estado foram encontrados com o auxílio do software Microsoft Excel®, e estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 1.

ESTADO	T (K)	P (kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2s	403,2968	300	3,9204	404,323
2	430,178	300	4,922424	431,61125
3	1110,178	300	173,5121	1172,882
4s	840,8647	100	57,83737	867,0394
4	895,7782	100	73,95802	928,20792

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com as entalpias de cada estado conhecidas e os valores de vazão mássica já definidos anteriormente, foi possível calcular, também com auxílio do Microsoft Excel®, a potência gerada na turbina, consumida no compressor e injetada na câmara de combustão, conforme mostra a Tabela 8

Tabela 8 – Potências de cada elemento do Layout 1.

Elemento	Potência (kW)
Compressor	61,40
Turbina	185,95
C. Combustão	563,37

Fonte: O próprio autor, 2022.

Além disso, como o ar entra na câmara de combustão a uma pressão maior do que a atmosférica, é preciso comprimir também o gás de síntese antes do mesmo ser injetado na câmara de combustão para reagir com o ar. Da mesma forma que o ar, considerou-se que o combustível entra no compressor a 295 [K] e 100 [kPa] e deve ser comprimido até a pressão de referência do ar na entrada da câmara de combustão, de 300 [kPa]. A vazão mássica de combustível já foi calculada anteriormente e equivale a $\dot{m}_{\text{COMB}} = 0,31$ [kg/s]. Os dados de cada estado, bem como a potência consumida no processo de compressão do combustível estão apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Potência de compressão do combustível do Layout 1.

ESTADO	T	P(kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2	430,178	300	4,922424	431,61125
Vazão mássica (kg/s)				0,31
Potência consumida (kW)				42,30

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com todos os dados de potência gerada e consumida do layout 1 já conhecidos, foi possível calcular a potência líquida, que equivale a diferença entre a potência gerada na turbina e a consumida no compressor, bem como a eficiência do ciclo, que equivale à razão entre a potência líquida e a potência injetada na câmara de combustão. Além disso, foi possível calcular a potência disponível do sistema como sendo a diferença entre a potência líquida e a potência consumida para comprimir o combustível e a eficiência global do layout 1, que é a razão entre

a potência disponível e a potência injetada na câmara de combustão. Esses dados podem ser vistos na Tabela 10.

Tabela 10 – Potências e eficiências do Layout 1.

Potência Líquida (kW)	124,55
Eficiência	22,11%
Potência Disponível (kW)	82,26
Eficiência Global	14,60%

Fonte: O próprio autor, 2022.

Portanto, para o layout 1, que conta com um estágio de compressão, uma câmara de combustão, na qual entra o ar oriundo dos compressores e o combustível oriundo do gaseificador e um estágio de expansão, foi encontrada uma potência líquida de cerca de 124,55 [kW] com uma eficiência de cerca de 22,11% e uma potência disponível de cerca de 82,26 [kW] com uma eficiência global de cerca de 14,6%.

4.1.2.2 Layout 2

Para o layout 2 (Figura 15), seus respectivos parâmetros de equipamentos (Tabela 6) e dados de entrada já descritos anteriormente, os dados de cada estado foram encontrados com o auxílio do software Microsoft Excel®, e estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 2.

ESTADO	T (K)	P (kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2s	371,7007	225	2,9403	372,3877
2	380,8041	225	3,200525	391,69213
3s	478,7297	506	7,201181	481,1879
3	500,5261	506	8,443616	503,56184
4	1180,526	506	222,6155	1254,957
5s	1086,405	362	159,0111	1145,314
5	1105,319	362	170,4509	1167,2426
6s	798,1703	100	47,34747	819,9447
6	861,0177	100	63,38973	889,40428

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com as entalpias de cada estado conhecidas e os valores de vazão mássica já definidos anteriormente, foi possível calcular, também com auxílio do Microsoft Excel®, as potências geradas nas turbinas, consumidas nos compressores e injetada na câmara de combustão, conforme mostra a Tabela 12.

Tabela 12 - Potências de cada elemento do Layout 2.

Elemento	Potência (kW)
Compressor 1	43,43
Compressor 2	50,34
Turbina 1	66,66
Turbina 2	211,16
C. Combustão	571,06

Fonte: O próprio autor, 2022.

Além disso, como o ar entra na câmara de combustão a uma pressão maior do que a atmosférica, é preciso comprimir também o gás de síntese antes do mesmo ser injetado na câmara de combustão para reagir com o ar. Da mesma forma que o ar, considerou-se que o combustível entra no compressor a 295 [K] e 100 [kPa] e deve ser comprimido até a pressão de referência do ar na entrada da câmara de combustão, de 506 [kPa]. A vazão mássica de combustível já foi calculada anteriormente e equivale a $\dot{m}_{\text{COMB}} = 0,31$ [kg/s]. Os dados de cada estado, bem como a potência consumida no processo de compressão do combustível estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Potência de compressão do combustível do Layout 2.

ESTADO	T	P(kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2	500,5261	506	8,443616	503,56184
Vazão mássica (kg/s)				0,31
Potência consumida (kW)				64,60

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com todos os dados de potência gerada e consumida do layout 2 já conhecidos, foi possível calcular a potência líquida, que equivale a diferença entre a potência gerada na turbina 2 e a consumida no compressor 1, já que o eixo no qual estão acoplados o compressor 2 e a turbina 1 ficará inacessível, impossibilitando o aproveitamento da potência residual do mesmo, além disso, foi possível calcular a eficiência do ciclo, que equivale à razão entre a potência

líquida e a potência injetada na câmara de combustão. Ademais, foi possível calcular a potência disponível do sistema como sendo a diferença entre a potência líquida e a potência consumida para comprimir o combustível e a eficiência global do layout 2, que é a razão entre a potência disponível e a potência injetada na câmara de combustão. Esses dados podem ser vistos na Tabela 14.

Tabela 14 - Potências e eficiências do Layout 2.

Potência Líquida (kW)	167,72
Eficiência	29,37%
Potência Disponível (kW)	103,12
Eficiência Global	18,06%

Fonte: O próprio autor, 2022.

Portanto, para o layout 2, que conta com dois estágios de compressão, uma câmara de combustão, na qual entra o ar oriundo dos compressores e o combustível oriundo do gaseificador e dois estágios de expansão, foi encontrada uma potência líquida de cerca de 167,72 [kW] com uma eficiência de cerca de 29,37% e uma potência disponível de cerca de 103,12 [kW] com uma eficiência global de cerca de 18,06%.

4.1.2.3 Layout 3

Para o layout 3 (Figura 16), seus respectivos parâmetros de equipamentos (Tabela 6) e dados de entrada já descritos anteriormente, os dados de cada estado foram encontrados com o auxílio do software Microsoft Excel®, e estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas em cada estado do Layout 3.

ESTADO	T (K)	P (kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2s	371,7007	225	2,9403	372,3877
2	380,8041	225	3,200525	391,69213
3	295	225	1,3068	295,17
4s	371,7007	506	2,9403	372,3877
4	380,8041	506	3,200525	391,69213
5	1060,804	506	144,3543	1115,786
6s	974,9029	362	103,1102	1017,465
6	992,1801	362	110,5592	1037,1292
7	1060,804	362	144,3543	1115,786
8s	764,0609	100	40,09842	782,6185
8	824,771	100	53,78515	849,252

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com as entalpias de cada estado conhecidas e os valores de vazão mássica já definidos anteriormente, foi possível calcular, também com auxílio do Microsoft Excel®, as potências geradas nas turbinas, consumidas nos compressores e injetada na câmara de combustão, conforme mostra a Tabela 16.

Tabela 16 - Potências de cada elemento do Layout 3.

Elemento	Potência (kW)
Compressor 1	43,43
Compressor 2	43,43
Turbina 1	59,78
Turbina 2	202,57
C. Combustão 1	550,31
C. Combustão 2	59,78

Fonte: O próprio autor, 2022.

Além disso, como o ar entra nas câmaras de combustão a uma pressão maior do que a atmosférica, é preciso comprimir também o gás de síntese antes do mesmo ser injetado nas câmaras de combustão para reagir com o ar. Da mesma forma que o ar, considerou-se que o combustível entra no compressor a 295 [K] e 100 [kPa] e deve ser comprimido, para a câmara de combustão 1, até a pressão de referência do ar na entrada da câmara de combustão 1, de 506 [kPa] e, para a câmara de combustão 2, até a pressão de referência do ar na entrada da câmara de combustão 2, de 362 [kPa]. A vazão mássica de combustível já foi calculada anteriormente

e equivale a $\dot{m}_{\text{COMB}} = 0,31$ [kg/s] para ambas as câmaras de combustão. Os dados de cada estado, bem como as potências consumidas no processo de compressão do combustível estão apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Potências de compressão do combustível do Layout 3.

Compressão do Combustível (1)				
ESTADO	T	P(kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2	467,4582	506	6,615675	469,6423
Vazão mássica (kg/s)				0,31
Potência consumida (kW)				54,09

Compressão do Combustível (2)				
ESTADO	T	P(kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2	425,1711	362	4,725482	426,5257
Vazão mássica (kg/s)				0,31
Potência consumida (kW)				40,72

Fonte: O próprio autor, 2022.

Com todos os dados de potência gerada e consumida do layout 3 já conhecidos, foi possível calcular a potência líquida, que equivale a diferença entre a potência gerada na turbina 2 e a consumida no compressor 1, já que o eixo no qual estão acoplados o compressor 2 e a turbina 1 ficará inacessível, impossibilitando o aproveitamento da potência residual do mesmo, além disso, foi possível calcular a eficiência do ciclo, que equivale à razão entre a potência líquida e a potência injetada nas câmaras de combustão. Ademais, foi possível calcular a potência disponível do sistema como sendo a diferença entre a potência líquida e as potências consumidas para comprimir o combustível e a eficiência global do layout 3, que é a razão entre a potência disponível e a potência injetada nas câmaras de combustão. Esses dados podem ser vistos na Tabela 18.

Tabela 18 - Potências e eficiências do Layout 3.

Potência Líquida (kW)	159,13
Eficiência	26,08%
Potência Disponível (kW)	64,32
Eficiência Global	10,54%

Fonte: O próprio autor, 2022.

Portanto, para o layout 3, que conta com dois estágios de compressão, utilizando-se um *intercooler* entre eles, dois estágios de expansão e duas câmaras de combustão, foi encontrada uma potência líquida de cerca de 159,13 [kW] com uma eficiência de cerca de 26,08% e uma potência disponível de cerca de 64,32 [kW] com uma eficiência global de cerca de 10,54%.

4.1.2.4 Layout escolhido

Através da análise termodinâmica de todos os layouts já citados, foi feita a comparação entre eles, tendo como principais características a serem analisadas a potência líquida gerada, a eficiência termodinâmica do ciclo e a quantidade de componentes que o mesmo possui. A Tabela 19 apresenta a comparação entre os diferentes layouts.

Tabela 19 - Comparação entre os Layouts analisados.

Layout	Potência Líquida (kW)	Eficiência	COMPONENTES			
			Compressores	Turbinas	Câmaras de Combustão	Trocadores de Calor
1	124,55	22,11%	1	1	1	0
2	167,72	29,37%	2	2	1	0
3	159,13	26,08%	2	2	2	1

Fonte: O próprio autor, 2022.

Como pode ser visto, o layout que apresenta a maior eficiência é o layout 2, que é construtivamente o intermediário entre os demais layouts, já que apresenta um menor número de componentes do que o layout 3 e maior número de componentes do que o layout 1.

Portanto, o layout 2 foi considerado o ideal para o presente projeto e, a partir disso, a escolha dos equipamentos para este ciclo de geração de potência será feita através da busca por equipamentos com características próximas às apresentadas na Tabela 20.

Tabela 20 - Parâmetros dos Equipamentos.

Nº	Equipamento	Vazão [kg/s]	Eficiência	Razão de Compressão
1	Compressor 1	0,45	80%	2,25
2	Compressor 2	0,45	80%	2,25
3	Turbina 1	0,76	80%	1,4
4	Turbina 2	0,76	80%	3,6
5	Câmara de Combustão	0,76	80%	-

Fonte: O próprio autor, 2022.

4.2 ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS

Com base na Tabela 20, foram realizadas pesquisas, principalmente em catálogos de fabricantes, afim de encontrar os equipamentos com características próximas às expostas na mesma.

Ao final da escolha dos equipamentos, a planta de potência foi modelada em SolidWorks®.

4.2.1 Turbocompressores

Para selecionar os compressores e turbinas, o sistema foi dividido em dois turbocompressores. O primeiro, de baixa pressão, compreende o compressor 1 e a turbina 2, já o segundo, de alta pressão, compreende o compressor 2 e a turbina 1. A partir desta divisão, foram feitas pesquisas em catálogos de fabricantes, afim de encontrar modelos com características de operação semelhantes às apresentadas na Tabela 20. Através de tal análise, foram encontrados turbocompressores da marca Garrett com curvas de operação compatíveis com o projeto em desenvolvimento, estes estão apresentados a seguir.

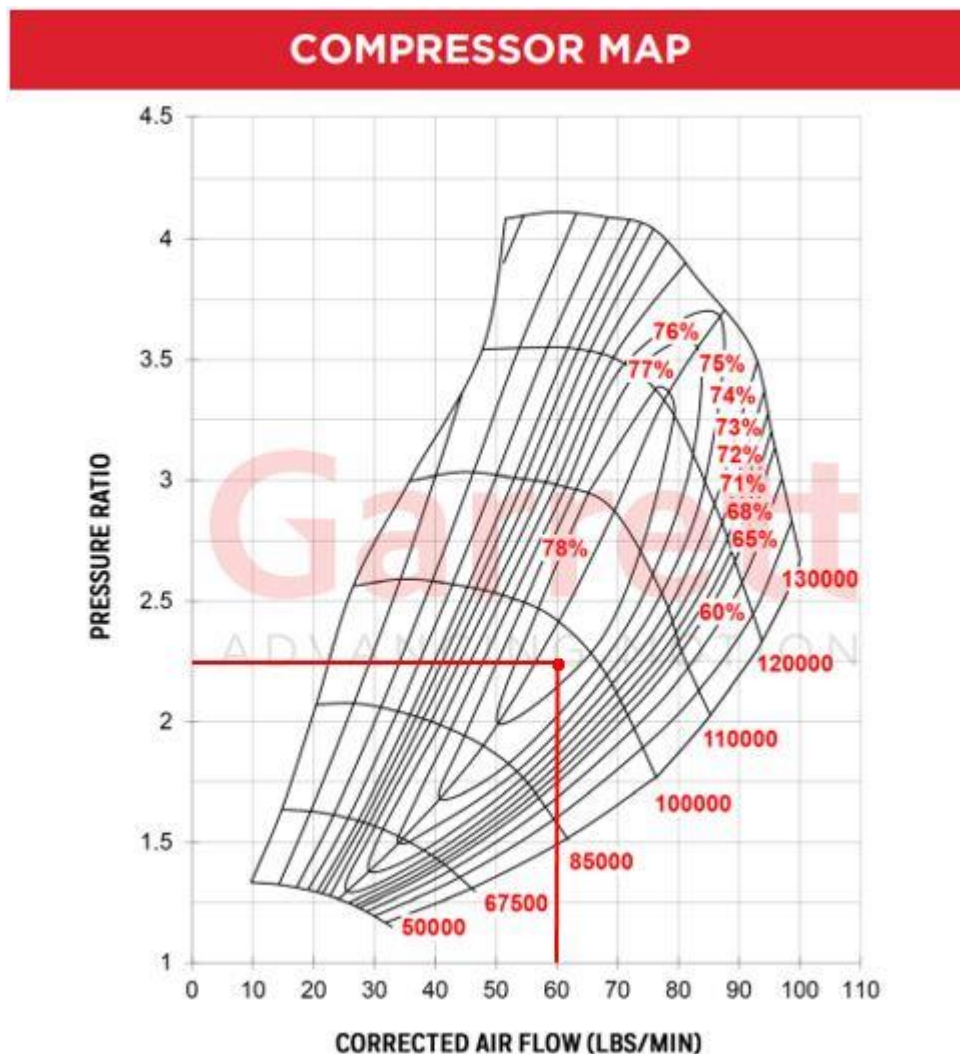
4.2.1.1 Turbocompressor 1

Para cumprir o papel do compressor 1 e da turbina 2, foi selecionado o turbocompressor de baixa pressão da marca Garrett, modelo G35-1050, com A/R de 1,21 já que o mesmo possui curva de operação compatível com os parâmetros definidos na Tabela 20.

Para a turbina, esse conjunto de turbocompressor é capaz de operar em uma faixa de razão de pressões que vai de cerca de 1,25 até cerca de 4,5 com eficiência isentrópica de 74%, ou seja, os 3,6 de razão de pressões exigidos na Tabela 20 podem ser cumpridos com folga por este conjunto.

Já para o compressor, na Figura 17 pode ser visto o mapa de operação do compressor deste conjunto, onde está destacado o ponto de operação a ser utilizado no presente projeto, com razão de compressão de 2,25 e vazão mássica de 60 libras por minuto, que equivale a cerca de 0,45 quilogramas por segundo, situando o ponto de operação dentro da ilha de 78% de eficiência isentrópica e rotação nominal do eixo de cerca de 95000 rotações por minuto.

Figura 17 – Mapa de operação do compressor Garrett G35-1050.



Fonte: GARRETT, 2021.

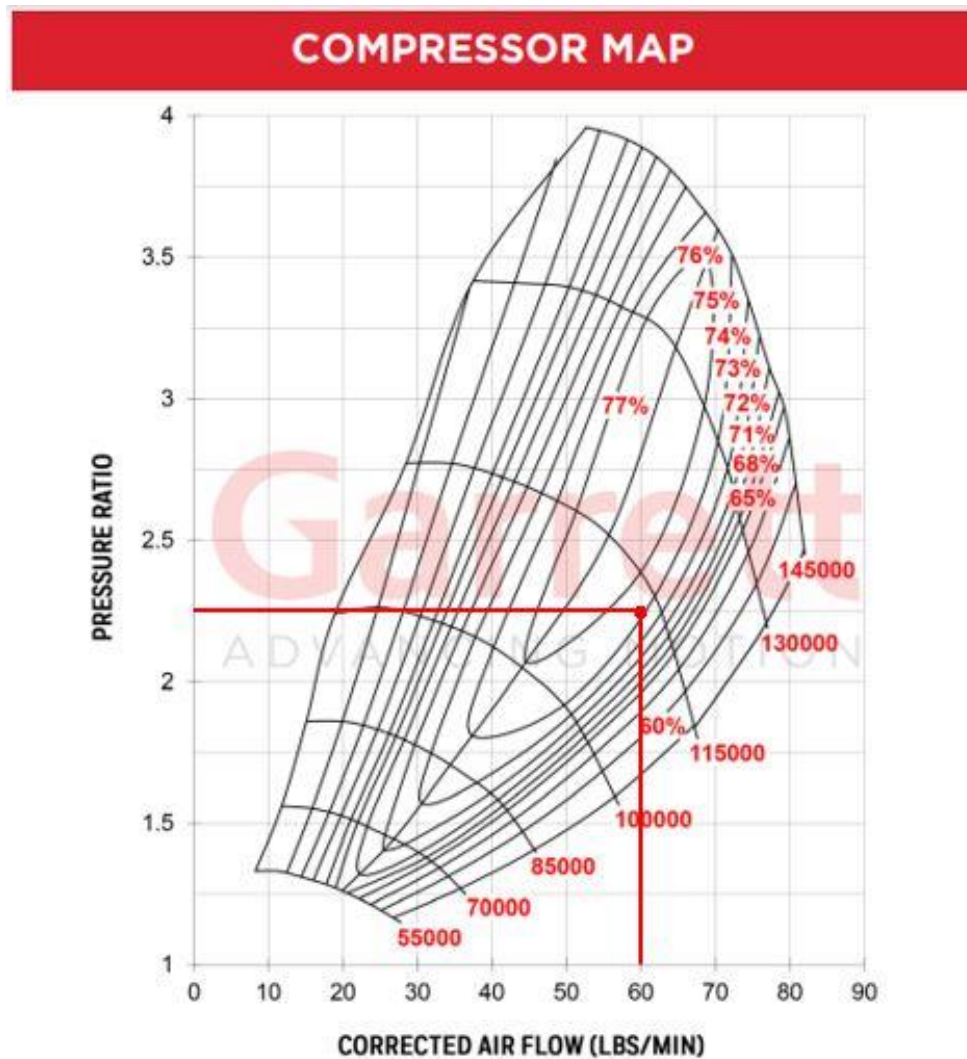
4.2.1.2 Turbocompressor 2

Já para cumprir o papel do compressor 2 e da turbina 1, foi selecionado o turbocompressor de alta pressão da marca Garrett, modelo G30-900, com A/R de 0,61, já que o mesmo possui curva de operação compatível com os parâmetros definidos na Tabela 20 e tamanho compatível com a vazão volumétrica reduzida em relação ao primeiro compressor, visto que ao ser comprimido, o volume específico do ar diminui em cerca de 50% da entrada do primeiro compressor ($v_r = 641,5$) para a entrada do segundo compressor ($v_r = 320,15$). Essa diferença de volume específico é compensada pela razão A/R dos compressores, que representa a razão entre a área do duto de passagem de ar do compressor pelo raio entre o centro do duto e do rotor do compressor.

Para a turbina, esse conjunto de turbocompressor é capaz de operar em uma faixa de razão de pressões que vai de cerca de 1,25 até cerca de 4,0 com eficiência isentrópica de 74%, ou seja, os 1,4 de razão de pressões exigidos na Tabela 20 podem ser cumpridos com folga por este conjunto.

Já para o compressor, na Figura 18 pode ser visto o mapa de operação do compressor deste conjunto, onde está destacado o ponto de operação a ser utilizado no presente projeto, com razão de compressão de 2,25 e vazão mássica de 60 libras por minuto, que equivale a cerca de 0,45 quilogramas por segundo, situando o ponto de operação dentro da ilha de 76% de eficiência isentrópica e rotação nominal do eixo de cerca de 114000 rotações por minuto.

Figura 18 - Mapa de operação do compressor Garrett G30-900.



Fonte: GARRETT, 2021.

Portanto, para os turbocompressores escolhidos, os parâmetros de razões de pressões e eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas podem ser vistos na Tabela 21. Já as vazões mássicas serão de 0,45 [kg/s] nos compressores e 0,76 [kg/s] nas turbinas.

Tabela 21 – Parâmetros dos turbocompressores selecionados.

Componente	p_2/p_1 ou p_1/p_2	Eficiência Isentrópica
Compressor 1	2,25	0,78
Compressor 2	2,25	0,76
Turbina 1	1,4	0,74
Turbina 2	3,6	0,74

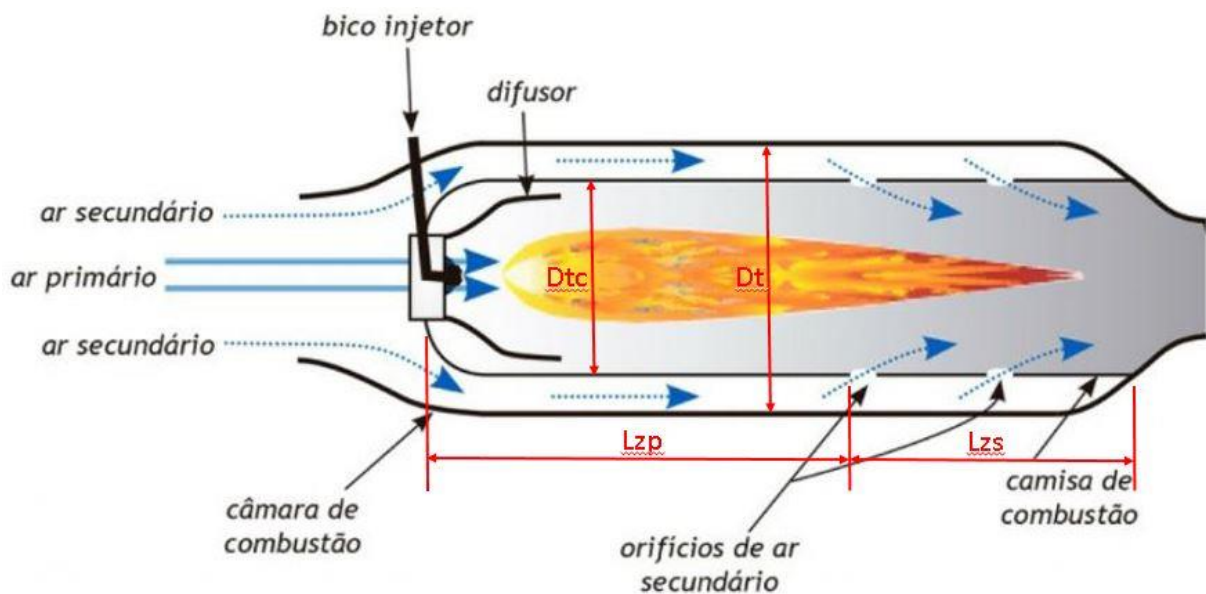
Fonte: O próprio autor, 2022.

4.2.2 Câmara de Combustão

A câmara de combustão escolhida para esse projeto foi a do tipo anelar, que é dividida em duas regiões. A interior, onde é injetado o combustível e o ar primário, em razão estequiométrica, responsável pela queima do combustível e onde fica o difusor, responsável por direcionar o fluxo de ar e de combustível e garantir que ambos se misturem corretamente. Já na região exterior, existe a passagem do ar secundário, que nada mais é do que o excesso de ar, que entra na região interior através de pequenos orifícios e é responsável por garantir a queima completa do combustível e por manter a temperatura da câmara de combustão controlada. Esse modelo foi escolhido principalmente devido a facilidade construtiva e bom desempenho.

Na Figura 19, pode ser visto um desenho esquemático da câmara de combustão a ser utilizada, onde podem ser vistos todos os componentes da mesma, bem como o fluxo de ar.

Figura 19 - Câmara de Combustão.



Fonte: Adaptado de Hangar MMA, 2022.

Para o dimensionamento da câmara de combustão, foi utilizado o critério aerodinâmico, afim de que a velocidade do ar que entra na câmara de combustão seja minimamente maior do que a velocidade de frente de chama, evitando o retorno das chamas. Para isso, primeiro foi definida a área de referência total da câmara de combustão, utilizando a Equação 29, encontrada em MELCONIAN e MODAK (1985) e apresentada a seguir:

$$A_{ref} = \left[143,5 * \left(\frac{\dot{m}_{ar} * \sqrt{T}}{P} \right)^2 * \left(\frac{\Delta P}{q} \right) * \left(\frac{\Delta P}{P} \right)^{-1} \right]^{0,5} \quad (29)$$

Onde:

A_{ref} = Área de referência total da câmara de combustão [m²]

\dot{m}_{ar} = Vazão mássica de ar na câmara de combustão [kg/s]

T = Temperatura máxima da câmara de combustão [K]

P = Pressão máxima da câmara de combustão [kPa]

$\Delta P/q$ = Perda de pressão relativa a pressão dinâmica [%]

$\Delta P/P$ = Perda de pressão relativa a pressão total [-]

Os valores de vazão mássica, temperatura e pressão já foram encontrados anteriormente e são, respectivamente, 0,45 [kg/s], 1200 [K] e 506 [kPa]. Já para os valores de perda de pressão relativa dinâmica e total foram usados os valores encontrados em MELCONIAN e MODAK (1985), de, respectivamente, 5,30% e 40. Com esses valores, foi encontrada uma área de seção transversal total de cerca de 0,13 [m²].

Para encontrar o diâmetro total da câmara de combustão, foi utilizada a Equação 30, apresentada a seguir:

$$D_t = 2 * \sqrt{\frac{A_{ref}}{\pi}} \quad (30)$$

Onde:

D_t = Diâmetro total da câmara de combustão [m]

A_{ref} = Área de referência total da câmara de combustão [m²]

Portanto, o diâmetro total da câmara de combustão (D_t) é de cerca de 0,41 [m] ou 41[cm].

Ainda segundo MELCONIAN e MODAK (1985), a área do tubo de chama equivale a 70% da área de referência. Portanto, a área do tubo de chama da câmara de combustão é de cerca de 0,09 [m²], ou seja, o diâmetro do tubo de chama (D_{tc}) é de cerca de 34 [cm]. O comprimento da zona primária (L_{zp}) equivale a 75% do diâmetro do tubo de chama, cerca de 26 [cm] e o comprimento da zona secundária (L_{zs}) equivale a 50% do diâmetro do tubo de

chama, cerca de 17 [cm]. Portanto, o comprimento total da câmara de combustão é de cerca de 43 [cm].

Devido ao regime de utilização da câmara de combustão, que deverá ser capaz de suportar temperaturas de até 1200 [K], e pressões de até 510 [kPa], o material a ser utilizado deverá apresentar um ponto de fusão elevado, alta resistência mecânica e resistência à corrosão. Devido a estes fatores, pesquisando em projetos e materiais técnicos, o material indicado para a câmara de combustão foi a superliga INCONEL 718, que tem ponto de fusão acima de 1500 [K] e é muito utilizada para projetos de câmaras de combustão deste tipo.

A eficiência real da câmara de combustão só pode ser definida após a construção e teste da mesma, portanto, para o presente trabalho, baseado em estudos e experimentos realizados com o mesmo tipo de equipamento, foi considerada uma eficiência de 80%.

4.2.3 Gerador de Energia Elétrica

Para selecionar o alternador ideal a ser utilizado nessa planta de potência, foi necessário, primeiramente, recalcular a potência líquida gerada pela microturbina para os equipamentos já selecionados. Para os parâmetros de razões de pressões e eficiências isentrópicas apresentados na Tabela 21, vazões mássicas nos compressores de 0,45 [kg/s], na câmara de combustão e nas turbinas de 0,76 [kg/s] e eficiência da câmara de combustão de 80%, gerando uma variação de temperatura ocasionada pela combustão de 680 [K], as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em cada estado podem ser vistas na Tabela 22.

Tabela 22 – Propriedades termodinâmicas em cada estado do ciclo de potência.

ESTADO	T (K)	P (kPa)	Pr	h (kJ/kg)
1	295	100	1,3068	295,17
2s	371,7007	225	2,9403	372,3877
2	393,2545	225	3,586771	394,16705
3s	494,1948	506	8,070235	497,0523
3	522,3587	506	9,845805	526,07122
4	1202,359	506	239,9698	1280,564
5s	1106,837	362	171,407	1169,004
5	1131,79	362	187,5994	1198,0096
6s	818,0204	100	52,11094	841,7995
6	901,3222	100	75,73689	934,41413

Fonte: O próprio autor, 2022.

Além disso, a potência consumida para comprimir o combustível antes de injetar o mesmo na câmara de combustão foi calculada como sendo de cerca de 71,58 [kW].

Portanto, a potência líquida, que equivale a diferença entre a potência gerada na turbina 2 e a consumida no compressor 1, a eficiência do ciclo, que equivale à razão entre a potência líquida e a potência injetada na câmara de combustão, a potência disponível do sistema, que é a diferença entre a potência líquida e a potência consumida para comprimir o combustível e a eficiência global, que é a razão entre a potência disponível e a potência injetada na câmara de combustão podem ser vistas na Tabela 23.

Tabela 23 – Potências e eficiências do ciclo termodinâmico.

Potência Líquida (kW)	155,78
Eficiência	27,17%
Potência Disponível (kW)	84,20
Eficiência Global	14,68%

Fonte: O próprio autor, 2022.

No presente projeto, considerou-se que a potência aproveitada seja a potência líquida de 155,78 [kW], que será transferida ao alternador através de um sistema de transmissão do tipo coroa e sem fim, apresentado na seção 4.2.4. Para esse tipo de sistema, segundo SHIGLEY, a eficiência de transmissão geralmente fica entre 75% e 80%. Portanto, considerando uma eficiência de transmissão de 77%, a potência disponível no alternador é de cerca de 120 [kW]. A potência consumida para comprimir o gás de síntese foi tratada como um custo de operação na seção 4.4 do presente trabalho. Portanto, o alternador selecionado para o presente projeto foi o modelo RD274D da marca RPW, apresentado na Figura 20 junto com suas características de operação.

Figura 20 - Alternador RD274D.

	Trifásico
	127/220/380/440 [V]
	1800 [RPM]
	120 [kW]
	430 [kg]
	CX LXA - 960X540X810 [mm]
	Regulador de Tensão (AVR)
	Eixo para acoplamento
	Normas ABNT/IEC/NEMA
	Proteção de baixa frequência

Fonte: Adaptado de RPW, 2022.

4.2.4 Sistema de Transmissão

Para selecionar o sistema de transmissão ideal para a planta de potência, primeiro foi definida a razão de transmissão que o mesmo deverá entregar, através da Equação 31.

$$R = \frac{N}{n} \quad (31)$$

Onde:

R = Razão de transmissão [-]

N = Rotação do eixo do turbocompressor [RPM]

n = Rotação do eixo do alternador [RPM]

Como mostrado na Figura 17, a rotação do eixo do turbocompressor (N) é de cerca de 95000 [RPM], já a rotação do eixo do alternador (n), é de 1800 [RPM], como pode ser visto na Figura 20. Com esses valores de rotação, a razão de transmissão encontrada foi de cerca de 53:1.

Para uma razão de transmissão tão alta, o sistema de transmissão escolhido foi por coroa e sem-fim, visto que, segundo SHIGLEY, esse tipo de sistema é compatível com razões de até 360:1, além de ocupar pouco espaço. Esse tipo de transmissão possui menor eficiência e maior aquecimento em relação a outros tipos, já que a transmissão de potência é feita por deslizamento.

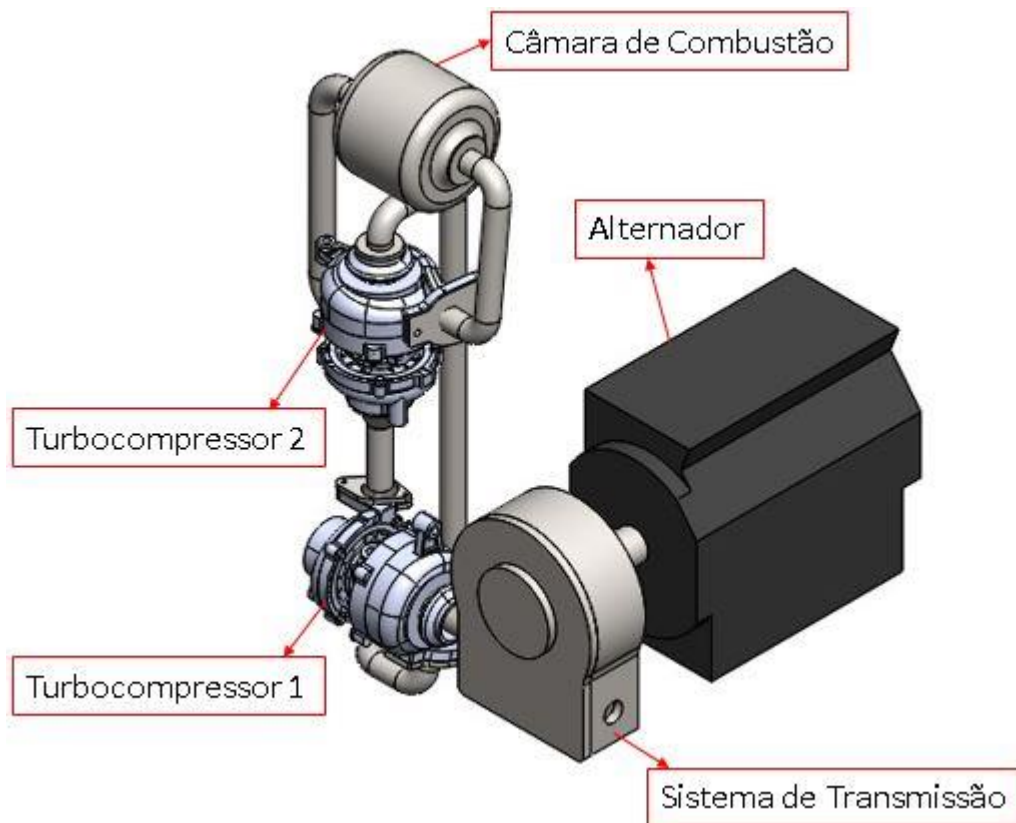
Para o sem-fim, que é acoplado ao eixo do turbocompressor, portanto, gira a 95000 [RPM], foi escolhido um modelo com apenas uma entrada feito de aço endurecido a 58 HRC.

Já a coroa, acoplada ao eixo do alternador, possui 53 dentes, afim de entregar ao alternador uma rotação um pouco menor do que os 1800 [RPM] ideais para o funcionamento do mesmo, o que não resulta em nenhum problema de operação, visto que o alternador escolhido possui proteção de baixa frequência, gerada pela redução da rotação do mesmo. O material indicado para a coroa foi o fósforo bronze fundido.

4.2.5 Planta de potência

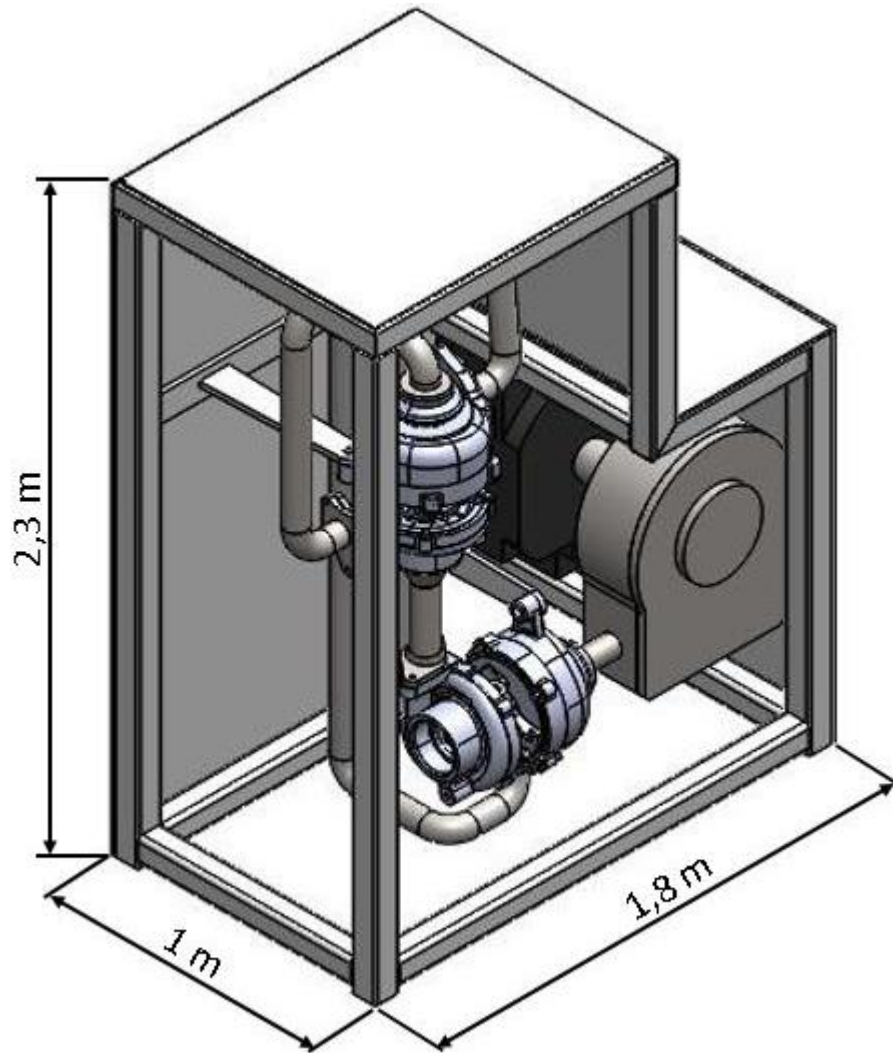
Após a escolha de todos os equipamentos a serem utilizados, a planta de potência foi modelada em SolidWorks® e pode ser vista nas Figuras 21 e 22.

Figura 21 - Montagem da planta de potência.



Fonte: O próprio autor, 2022.


Figura 22 - Montagem da planta de potência com suportes.



Fonte: O próprio autor, 2022.

Essa planta de potência será capaz de gerar cerca de 120 [kW] de energia com eficiência termodinâmica de cerca de 27%, valores muito próximos da quantidade de energia e eficiência gerada por combinações de pequenas microturbinas disponíveis no mercado, como, por exemplo, a combinação entre duas microturbinas Capstone C65, cuja ficha técnica pode ser vista na Figura 23.

Figura 23 - Microturbina Capstone C65.

	CAPSTONE C65
	Trifásico
	400/480 [V]
	65 [kW]
	Eficiência de 29%
	758 [kg]
	C X L X A - 1950X760X1910 [mm]
	Temp. de Exaustão 582 [K]
	Compatível com Cogeração
	Preço médio: R\$200.000,00

Fonte: Adaptado de THP, 2022.

Além disso, os gases de escape da turbina projetada possuem temperatura muito superior às da microturbina comercial, cerca de 900 [K], aumentando ainda mais a gama de possíveis utilidades dessa energia térmica para cogeração.

4.3 CUSTO DE IMPLANTAÇÃO

O custo de implantação foi calculado levando em consideração os custos associados a montagem e instalação do sistema de geração de energia.

Como os turbocompressores e o alternador são equipamentos comerciais relativamente fáceis de encontrar no mercado, seus preços foram obtidos através de pesquisas com lojistas e fornecedores, afim de encontrar o melhor preço.

A câmara de combustão foi precificada levando em conta o material a ser utilizado e os processos de fabricação a serem realizados na matéria prima para que a câmara de combustão seja fabricada, visto que não foi encontrada nenhuma câmara de combustão comercial com especificações próximas às necessárias para a planta de potência em estudo.

Para precificar a tubulação e o suporte da planta de potência, foram levados em conta os preços de materiais e dos serviços de soldagem e pintura.

Já o custo de instalação elétrica da planta de potência levou em conta o preço da fiação, de equipamentos que podem ser necessários e do serviço do electricista.

No custo associado aos periféricos, estão previstos custos com sistema de lubrificação, arrefecimento, partida, controle e demais sistemas que podem ser necessários.

Os custos estimados acima citados podem ser vistos na Tabela 24.

Tabela 24 – Estimativa dos custos de construção e instalação.

Equipamento	Descrição	Preço	Fonte
Turbocompressor 1	Garrett G35-1050 (A/R 1,21)	R\$ 13.752,90	Metal Horse
Turbocompressor 2	Garrett G30-900 (A/R 0,61)	R\$ 12.394,02	AMS Performance
Câmara de Combustão	Anelar	R\$ 10.000,00	Estimativa
Alternador	RPW - RD274D	R\$ 32.463,77	RPW
Sistema de Transmissão	Coroa e sem-fim	R\$ 5.000,00	Estimativa
Tubulação	Metálica com 80mm de diâmetro	R\$ 2.000,00	Estimativa
Suporte	Metálico com pintura	R\$ 1.500,00	Estimativa
Instalação	Fiação e equipamentos	R\$ 5.000,00	Estimativa
Periféricos	Lubrificação, arrefecimento, etc.	R\$ 5.500,00	Estimativa
TOTAL:		R\$	87.610,69

Fonte: O próprio autor, 2022.

Como pode ser visto na Tabela 24, o custo de construção e instalação total estimado da planta de potência é de cerca de R\$90.000,00 o que mostra que a microturbina atende ao esperado quanto ao preço, visto que custa menos de 25% do valor comercial de sistemas combinando duas microturbinas como a Capstone C65 mostrada na Figura 23. Importante ressaltar que nesse custo não está incluso o custo do gaseificador, responsável por transformar a biomassa no combustível a ser utilizado pela planta de potência, já que neste projeto foi considerado que o combustível entra apenas como um custo de operação e sua geração não é parte da planta de potência.

4.4 CUSTO DE GERAÇÃO

O custo de geração de energia elétrica do sistema foi calculado levando em consideração os custos associados ao consumo de biomassa e de energia para comprimir o combustível. Depois, foi comparado com o custo de energia elétrica da tarifa da CELESC em novembro de 2022 e com o custo de geração de um conjunto de duas microturbinas Capstone C65.

4.4.1 Custo da biomassa

Para estimar o custo da biomassa, foi considerado que o gaseificador precisará gerar o dobro de gás de síntese que será efetivamente utilizado, visto que considera-se que 50% do gás gerado sejam impurezas. Portanto, devem ser gerados 0,62 [kg/s] de gás de síntese.

Segundo MONDO, 2021, para gerar 0,03 [kg/s] de gás de síntese, são necessários 0,00845 [kg/s] de cavaco. Portanto, para gerar 0,62 [kg/s] para operar a planta de potência em estudo, são necessários aproximadamente 0,1746 [kg/s] de cavaco, cerca de 630 [kg/h].

Após levantamento, foi conhecido o preço do cavaco como sendo de R\$80,00 por tonelada, cerca de 0,08 [R\$/kg]. Com todos os dados conhecidos, foi possível definir que o custo com biomassa é de cerca de 50,30 [R\$/h], como mostra a Tabela 25.

Tabela 25 – Custo de biomassa.

Vazão de Gás [kg/s]	Vazão de Cavaco [kg/s]	Vazão de Cavaco [kg/h]	Preço do Cavaco [R\$/kg]	Custo Total [R\$/h]
0,62	0,1746	628,68	0,08	50,3

Fonte: O próprio autor, 2022.

4.4.2 Custo para comprimir o combustível

O custo associado a compressão do combustível foi calculado levando em conta a potência gasta para comprimir o gás de síntese da pressão atmosférica até a pressão de 506 [kPa] antes de ser injetado na câmara de combustão. Essa potência foi encontrada na Seção 4.2.3 como sendo de cerca de 71,58 [kW]. Ao multiplicar esse valor por 3600 [s], foi encontrado que a potência gasta para comprimir o gás de síntese é de cerca de 257688 [kWh]. Considerando que, segundo a CELESC, a tarifa de energia elétrica para consumidor comum é de R\$0,57302 /kWh, o custo total para compressão do combustível pode ser visto na Tabela 26.

Tabela 26 - Custo para compressão do combustível.

Potência [kW]	Potência [kWh]	Preço [R\$/kWh]	Custo Total [R\$/h]
71,58	257688	0,57302	147660,38

Fonte: O próprio autor, 2022.

4.4.3 Custo total de geração

Levando em conta que a planta de potência será capaz de gerar cerca de 120 [kW] e multiplicando esse valor por 3600 [s], definiu-se que a planta de potência gera cerca de 432000 [kWh]. Como o custo por hora com biomassa e compressão do combustível são conhecidos, o

custo total de geração foi definido como a razão entre o somatório dos custos com biomassa e com compressão pela potência gerada. Já o custo de manutenção foi definido como sendo de 10% do custo de geração e o custo total o somatório entre o custo de geração e de manutenção, como mostra a Tabela 27.

Tabela 27 – Custo de geração da planta de potência.

Custo de Biomassa	Custo de Compressão	Potência Gerada	Potência Gerada	Custo de Geração	Custo de Manutenção	Custo Total
[R\$/h]	[R\$/h]	[kW]	[kWh]	[R\$/kWh]	[R\$/kWh]	[R\$/kWh]
50,30	147660,38	120	432000	0,34	0,03	0,37

Fonte: O próprio autor, 2022.

Portanto, como visto na Tabela 27, o custo de geração total da planta de potência é de cerca de R\$0,37/kWh, mostrando que, mesmo com perdas significativas com a necessidade de compressão do combustível, a planta de potência é viável, visto que ainda gera energia com um custo cerca de 35% menor que o da tarifa atual de energia elétrica, de R\$0,57302/kWh.

Já o custo de geração de duas microturbinas Capstone C65, levando em consideração um custo de operação, que, segundo o fabricante é aproximadamente R\$0,19/kWh, somado a um custo com combustível de cerca de R\$0,35/kWh, obtido através da conversão da vazão mássica de gás natural necessária para operação da microturbina, que foi fornecida pelo fabricante como sendo de cerca de 0,49 kg/s por microturbina em metros cúbicos e multiplicando pela tarifa de gás natural. Portanto, o custo de geração de uma microturbina Capstone C65 é de cerca de R\$0,54/kWh, ou seja, a planta de potência projetada nesse trabalho gera energia com um custo cerca de 32% menor que um conjunto de duas Capstone C65.

5 CONCLUSÃO

A partir da análise de todos os dados levantados ao longo do trabalho, foi possível concluir que:

- A planta de potência apresenta grande potencial de aplicação, principalmente em regiões remotas com grande disponibilidade de biomassa;
- O ciclo de geração de potência por turbina à gás estudado apresenta rendimento termodinâmico de cerca de 27%. Esse rendimento está dentro do esperado para tal tipo de sistema e pouco abaixo dos 29% de modelos comerciais como a Capstone C65;
- O custo de implantação da planta de potência foi estimado em cerca de R\$90.000,00, o que corresponde a menos de 25% do valor comercial de sistemas semelhantes existentes no mercado, como a combinação de duas microturbinas Capstone C65;
- O custo de geração de energia da planta de potência estudada foi estimado em cerca de R\$0,37/kWh. Esse custo é 35% menor do que a tarifa de energia elétrica da CELESC em novembro de 2022 e 32% menor do que o custo de geração de duas microturbinas Capstone C65;
- A planta de potência precisa operar em conjunto com um gaseificador de leito fixo contracorrente, responsável por transformar a biomassa em gás de síntese;
- A compressão do combustível consome muita energia, reduzindo a eficiência do sistema.

REFERÊNCIAS

AMS PERFORMANCE. **GARRETT G30-900 TURBO ASSEMBLY KIT (0.61 A/R O/V, V-BAND IN/OUT)**, 2022. Disponível em: <<https://www.amsperformance.com/product/garrett-g30-900-turbo-assembly-kit-0-61-a-r-o-v-v-band-in-out/>>. Acesso em: 21 nov. 2022.

ANEEL. **Resolução Normativa nº 482**, 2012. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>>. Acesso em: 20 abr. 2022.

ARAÚJO, R. M. B.; **Instrumentação e Análise de Funcionamento de Microturbina a Gás**. Trabalho de conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2016. Disponível em: <http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/7286/1/CP_COEME_2016_2_34.pdf>. Acesso em: 08 mai. 2022.

CHAVES, L. I.; **Microgeração de Energia Elétrica com Gás de Síntese de um Gaseificador Concorrente Utilizando *Mazilarus Itaúba***. Dissertação (Mestrado em Energia na Agricultura) – Programa de Pós-Graduação em Energia na Agricultura, Universidade Estadual do Oeste do Paraná. Cascavel, 2012. Disponível em: <https://www5.unioeste.br/portaunioeste/arq/files/PPGEA/Dissertacao_Luiz_Chaves.pdf>. Acesso em: 05 jun. 2022.

COSTANTIN, L. C. P.; **Dimensionamento de Turbocompressores para Aplicação em Motores de Combustão Interna**. Trabalho de conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2017. Disponível em: <<https://reposito.rio.ufu.br/bitstream/123456789/19540/1/DimensionamentoTurbocompressoresAplicacao.pdf>>. Acesso em: 11 mai. 2022.

FONSECA, A. D.; **Biomass-to-liquids: Uma contribuição ao estudo da obtenção de biocombustíveis sintéticos através da síntese fischer-tropsch**. Dissertação (Mestrado em Energia) – Instituto de Eletrotécnica e Energia, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2009. Disponível em: <<https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/86/86131/tde-16082009-174551/pt-br.php>>. Acesso em: 29 abr. 2022.

GARRETT. **Performance Turbocharger Catalog**, 2021. Disponível em: <<https://www.garrettmotion.com/pt-br/racing-and-performance/performance-catalog/>>. Acesso em: 12 mai. 2022.

GODINHO, M.; **Gaseificação e Combustão de Resíduos Sólidos da Indústria Calçadista**. Tese (Doutorado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/8958>>. Acesso em: 27 mai. 2022.

GUIGON, P., LARGE, J. F.; **Environmental Aspects of Gasification**. Report for the Commission of European Communities, EUR 12736, pp 115-131.

HANGAR MMA. **Câmara de combustão (Motor a Reação)**, 2022. Disponível em: <https://hangarmma.com.br/glossary/glossary-categories/camara-de-combustao-motor-a-reacao/>. Acesso em: 31 out. 2022.

HENRIQUES, R.M. **Potencial para geração de energia elétrica no Brasil com resíduos de biomassa através da gaseificação.** Tese (Doutorado em Ciências de Planejamento Energético) – Programa de Pós-Graduação e Pesquisa em Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2009. Disponível em:

<<http://www.ppe.ufrj.br/index.php/pt/publicacoes/teses-e-dissertacoes/2009/989-potencial-para-geracao-de-energia-eletrica-no-brasil-com-residuos-de-biomassa-atraves-da-gaseificacao>>. Acesso em: 18 abr. 2022.

HIRANO, M. Y.; **Geração de Energia por Microturbina Alimentada à Biogás em uma Propriedade Rural – Estudo de Caso.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista. Bauru, 2015. Disponível em: <<https://repositorio.unesp.br/handle/11449/132611>>. Acesso em: 28 abr. 2022.

KALTSCHMITT, M., HARTMANN, H.; **Energie aus Biomass: Grundlagen, Techniken und Verfahren**, Editora Springer Verlag, Berlin 2001.

INSTITUTO NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (INEE); **O que é geração distribuída.** Disponível em: <http://www.inee.org.br/forum_ger_distrib.asp?Cat=gd>. Acesso em: 25 nov. 2022.

LIEUWEN, T.; MCDONNELL, V.; PETERSEN, E.; SANTAVICCA, D. **Fuel flexibility influences on premixed combustor blowout, flashback, autoignition and stability.** Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, ASME, 2008. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article-abstract/130/1/011506/470354/Fuel-Flexibility-Influences-on-Premixed-Combustor>>. Acesso em: 20 abr. 2022.

LORA, E. E. S.; ANDRADE, R. V.; ARADAS, M. E. C.; **Geração Elétrica em Pequena Escala a partir da Gaseificação de Biomassa.** Artigo apresentado ao Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2006. Disponível em: <<http://www.proceedings.scielo.br/pdf/agrener/n5v2/066.pdf>>. Acesso em 04/06/2022.

LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J.; **Gaseificação e pirólise para a conversão da biomassa em eletricidade e biocombustíveis.** In: (Ed.). Biocombustíveis. 1ª: Editora Interciência, v.1, 2012.

MAGALHÃES, M.A. **Desenvolvimento de um processo de gaseificação de biomassas para produção de gás combustível e de síntese.** Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Ciência Florestal, para obtenção do título de Doctor Scientiae. Viçosa, 2020. Disponível em: <<https://www.locus.ufv.br/handle/123456789/29240>>. Acesso em: 14 mai. 2022.

MELCONIAN, J.O; MODAK, A.T. Combustor design. In: SAWYER, J.W. (Ed.) **Sawyer's gas turbine engineering handbook design.** Volume 1, Theory and design. 3. Ed. Connecticut: Turbomachinery International Publications, 1985. V.1, Chapter. 5 p 5-1- 5-62.

METAL HORSE. **Super Core G35-1050 A/R 0.75 880695-5002s-Garrett**, 2022. Disponível em: <<https://metalhorse.com.br/turbinas-garrett/super-core-g35-1050-a-r-0-75-880695-5002s-garrett.html>>. Acesso em: 31 out. 2022.

MONDO, L. S. S. **Simulação Dinâmica Preliminar do Processo de Gaseificação de Biomassa**. Trabalho de conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Santa Catarina, Câmpus Lages. Lages, 2021. Disponível em: <<https://repositorio.ifsc.edu.br/handle/123456789/2038>>. Acesso em: 03 abr. 2022.

MORAN M. J., SHAPIRO H. N., BOETTNER D. D. e BAILEY M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, LTC Editora: 7ª edição, Rio de Janeiro (2014).

PEREIRA, J. L.; **Análise da qualidade do gás de síntese produzido em gaseificadores de leito fixo co-corrente para potencial aplicação em microturbinas a gás**. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia de Energia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2017. Disponível em: <<https://repositorio.unifei.edu.br/xmlui/handle/123456789/751>>. Acesso em: 08 jun. 2022.

PESSÔA, A. **A evolução dos carros e a chegada do “detailing”**. Artigo publicado na revista digital A Gazeta, 2022. Disponível em: <<https://www.agazeta.com.br/artigos/a-evolucao-dos-carros-e-a-chegada-do-detailing-0322>>. Acesso em: 14 set. 2022.

QUAAK, P.; KNOEF, H.; STASSEN, H.; **Energy from Biomass – A Review of combustion and Gasification technologies**. World Bank Technical Paper n° 422. Energy Series. Washington D.C., EUA, Março, 1999. Disponível em: <<https://documents.worldbank.org/en/publication/documents-reports/documentdetail/936651468740985551/energy-from-biomass-a-review-of-combustion-and-gasification-technologies>>. Acesso em: 25 abr. 2022.

RIBAS, V. E.; **Estudo da Utilização de Concentradores Solares para o Processo de Gaseificação de Biomassa – Concepção de um Reator Químico Solar**. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2016. Disponível em: <<https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3150/tde-25082016-095328/publico/ViniciusEduardoRibasCorr16.pdf>>. Acesso em: 02 mai. 2022.

RPW SOLUÇÕES EM ENERGIA. **Alternador RPW trifásico 120KVA**, 2022. Disponível em: <https://www.rpwgeradores.com.br/alternador-rpw-trifasico-120kva-sem-escovas-brushless-diplomancal-pr-2353-406977.htm?parceiro=5678&gclid=CjwKCAjwh4ObBhAzEiwAHZyU_vWrJDhy3YUzXP F7QdlN0oglAqyrlWT7fUWlwfuoOECqI5-MAC5FdBoCU_AQAvD_BwE>. Acesso em: 31 out. 2022.

SÁNCHEZ, C. G. **Tecnologia da Gaseificação de Biomassa**. Editora Átomo, Campinas, SP, 2010.

SANSANIWAL, S. K.; PAL, K.; ROSEN, M. A.; TYAGI, S. K. **Recent advances in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 72, 2017. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032117300394>>. Acesso em: 22 abr. 2022.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Editora Bookman: 7ª edição, Porto Alegre (2005).

TEIXEIRA, R. S.; **Simulação Numérica do uso de Gás de Síntese em Turbinas a Gás**. Trabalho de conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Juiz de Fora. Juiz de Fora, 2017. Disponível em: <https://www.ufjf.br/mecanica/files/2008/07/UFJF_2017_-TCC_Rodolfo-Spinelli-Teixeiras.pdf>. Acesso em: 13 mai. 2022.

THP; **Microturbinas Capstone C65**, 2022. Disponível em: <<https://turbineheatpower.com.ar/c65/>>. Acesso em: 05 nov. 2022.

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Editora Edgar Blücher: 6ª edição, São Paulo, 1995.

ANEXO A – CALOR ESPECÍFICO DE GASES EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA

TABELA A.5

Propriedades de vários gases ideais

Gás	Fórmula química	Peso molecular	R kJ/kg K	ρ (kg/m ³)	C_{p0} kJ/kg K	C_{v0} kJ/kg K	$k = C_p / C_v$
Acetileno	C ₂ H ₂	26,038	0,3193	1,05	1,699	1,380	1,231
Água (vapor)	H ₂ O	18,015	0,4615	0,0231	1,872	1,410	1,327
Ar		28,97	0,287	1,169	1,004	0,717	1,400
Amônia	NH ₃	17,031	0,4882	0,694	2,130	1,642	1,297
Argônio	Ar	39,948	0,2081	1,613	0,520	0,312	1,667
Butano	C ₄ H ₁₀	58,124	0,1430	2,407	1,716	1,573	1,091
Dióxido de Carbono	CO ₂	44,01	0,1889	1,775	0,842	0,653	1,289
Monóxido de Carbono	CO	28,01	0,2968	1,13	1,041	0,744	1,400
Etano	C ₂ H ₆	30,07	0,2765	1,222	1,766	1,490	1,186
Etanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	0,1805	1,883	1,427	1,246	1,145
Etileno	C ₂ H ₄	28,054	0,2964	1,138	1,548	1,252	1,237
Hélio	He	4,003	2,0771	0,1615	5,193	3,116	1,667
Hidrogênio	H ₂	2,016	4,1243	0,0813	14,209	10,085	1,409
Metano	CH ₄	16,043	0,5183	0,648	2,254	1,736	1,299
Metanol	CH ₃ OH	32,042	0,2595	1,31	1,405	1,146	1,227
Neônio	Ne	20,183	0,4120	0,814	1,03	0,618	1,667
Nitrogênio	N ₂	28,013	0,2968	1,13	1,042	0,745	1,400
Óxido nítrico	NO	30,006	0,2771	1,21	0,993	0,716	1,387
Óxido nitroso	N ₂ O	44,013	0,1889	1,775	0,879	0,690	1,274
n-Octano	C ₈ H ₁₈	114,23	0,0727	0,092	1,7113	1,638	1,044
Oxigênio	O ₂	31,999	0,2598	1,292	0,9216	0,662	1,393
Propano	C ₃ H ₈	44,094	0,1886	1,808	1,679	1,490	1,126
R-12	CCl ₂ F ₂	120,914	0,06876	4,98	0,616	0,547	1,126
R-22	CHClF ₂	86,469	0,09616	3,54	0,658	0,562	1,171
R-32	CF ₂ H ₂	52,024	0,1598	2,125	0,822	0,662	1,242
R-125	CHF ₂ CF ₃	120,022	0,06927	4,918	0,791	0,722	1,097
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	102,03	0,08149	4,20	0,852	0,771	1,106
Dióxido de enxofre	SO ₂	64,059	0,1298	2,618	0,624	0,494	1,263
Trióxido de enxofre	SO ₃	80,053	0,10386	3,272	0,635	0,531	1,196

Fonte: VAN WYLEN (1995).

ANEXO B – PROPRIEDADES TERMOQUÍMICAS DE ALGUMAS SUBSTÂNCIAS

TABLE A-25							
Thermochemical Properties of Selected Substances at 298K and 1 atm							
Substance	Formula	Molar Mass, <i>M</i> (kg/kmol)	Enthalpy of Formation, h_f° (kJ/kmol)	Gibbs Function of Formation, \bar{g}_f° (kJ/kmol)	Absolute Entropy, S° (kJ/kmol · K)	Heating Values	
						Higher, HHV (kJ/kg)	Lower, LHV (kJ/kg)
Carbon	C(s)	12.01	0	0	5.74	32,770	32,770
Hydrogen	H ₂ (g)	2.016	0	0	130.57	141,780	119,950
Nitrogen	N ₂ (g)	28.01	0	0	191.50	—	—
Oxygen	O ₂ (g)	32.00	0	0	205.03	—	—
Carbon monoxide	CO(g)	28.01	-110,530	-137,150	197.54	—	—
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	44.01	-393,520	-394,380	213.69	—	—
Water	H ₂ O(g)	18.02	-241,820	-228,590	188.72	—	—
Water	H ₂ O(l)	18.02	-285,830	-237,180	69.95	—	—
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	34.02	-136,310	-105,600	232.63	—	—
Ammonia	NH ₃ (g)	17.03	-46,190	-16,590	192.33	—	—
Oxygen	O(g)	16.00	249,170	231,770	160.95	—	—
Hydrogen	H(g)	1.008	218,000	203,290	114.61	—	—
Nitrogen	N(g)	14.01	472,680	455,510	153.19	—	—
Hydroxyl	OH(g)	17.01	39,460	34,280	183.75	—	—
Methane	CH ₄ (g)	16.04	-74,850	-50,790	186.16	55,510	50,020
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	26.04	226,730	209,170	200.85	49,910	48,220
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	28.05	52,280	68,120	219.83	50,300	47,160
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	30.07	-84,680	-32,890	229.49	51,870	47,480
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	42.08	20,410	62,720	266.94	48,920	45,780
Propane	C ₃ H ₈ (g)	44.09	-103,850	-23,490	269.91	50,350	46,360
Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	58.12	-126,150	-15,710	310.03	49,500	45,720
Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	72.15	-146,440	-8,200	348.40	49,010	45,350
Octane	C ₈ H ₁₈ (g)	114.22	-208,450	17,320	463.67	48,260	44,790
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	114.22	-249,910	6,610	360.79	47,900	44,430
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	78.11	82,930	129,660	269.20	42,270	40,580
Methanol	CH ₃ OH(g)	32.04	-200,890	-162,140	239.70	23,850	21,110
Methanol	CH ₃ OH(l)	32.04	-238,810	-166,290	126.80	22,670	19,920
Ethanol	C ₂ H ₅ OH(g)	46.07	-235,310	-168,570	282.59	30,590	27,720
Ethanol	C ₂ H ₅ OH(l)	46.07	-277,690	-174,890	160.70	29,670	26,800

Fonte: MORAN (2014).

ANEXO C – PROPRIEDADES DO AR COMO GÁS IDEAL

TABELA A-22											
Propriedades do Ar como Gás Ideal											
T(K), h e u(kj/kg), s° (kj/kg · K)											
T	h	u	s°	quando Δs = 0°		T	h	u	s°	quando Δs = 0	
				p _r	v _r					p _r	v _r
200	199,97	142,56	1,29559	0,3363	1707,0	450	451,80	322,62	2,11161	5,775	223,6
210	209,97	149,69	1,34444	0,3987	1512,0	460	462,02	329,97	2,13407	6,245	211,4
220	219,97	156,82	1,39105	0,4690	1346,0	470	472,24	337,32	2,15604	6,742	200,1
230	230,02	164,00	1,43557	0,5477	1205,0	480	482,49	344,70	2,17760	7,268	189,5
240	240,02	171,13	1,47824	0,6355	1084,0	490	492,74	352,08	2,19876	7,824	179,7
250	250,05	178,28	1,51917	0,7329	979,0	500	503,02	359,49	2,21952	8,411	170,6
260	260,09	185,45	1,55848	0,8405	887,8	510	513,32	366,92	2,23993	9,031	162,1
270	270,11	192,60	1,59634	0,9590	808,0	520	523,63	374,36	2,25997	9,684	154,1
280	280,13	199,75	1,63279	1,0889	738,0	530	533,98	381,84	2,27967	10,37	146,7
285	285,14	203,33	1,65055	1,1584	706,1	540	544,35	389,34	2,29906	11,10	139,7
290	290,16	206,91	1,66802	1,2311	676,1	550	554,74	396,86	2,31809	11,86	133,1
295	295,17	210,49	1,68515	1,3068	647,9	560	565,17	404,42	2,33685	12,66	127,0
300	300,19	214,07	1,70203	1,3860	621,2	570	575,59	411,97	2,35531	13,50	121,2
305	305,22	217,67	1,71865	1,4686	596,0	580	586,04	419,55	2,37348	14,38	115,7
310	310,24	221,25	1,73498	1,5546	572,3	590	596,52	427,15	2,39140	15,31	110,6
315	315,27	224,85	1,75106	1,6442	549,8	600	607,02	434,78	2,40902	16,28	105,8
320	320,29	228,42	1,76690	1,7375	528,6	610	617,53	442,42	2,42644	17,30	101,2
325	325,31	232,02	1,78249	1,8345	508,4	620	628,07	450,09	2,44356	18,36	96,92
330	330,34	235,61	1,79783	1,9352	489,4	630	638,63	457,78	2,46048	19,44	92,84
340	340,42	242,82	1,82790	2,149	454,1	640	649,22	465,50	2,47716	20,64	88,99
350	350,49	250,02	1,85708	2,379	422,2	650	659,84	473,25	2,49364	21,86	85,34
360	360,58	257,24	1,88543	2,626	393,4	660	670,47	481,01	2,50985	23,13	81,89
370	370,67	264,46	1,91313	2,892	367,2	670	681,14	488,81	2,52589	24,46	78,61
380	380,77	271,69	1,94001	3,176	343,4	680	691,82	496,62	2,54175	25,85	75,50
390	390,88	278,93	1,96633	3,481	321,5	690	702,52	504,45	2,55731	27,29	72,56
400	400,98	286,16	1,99194	3,806	301,6	700	713,27	512,33	2,57277	28,80	69,76
410	411,12	293,43	2,01699	4,153	283,3	710	724,04	520,23	2,58810	30,38	67,07
420	421,26	300,69	2,04142	4,522	266,6	720	734,82	528,14	2,60319	32,02	64,53
430	431,43	307,99	2,06533	4,915	251,1	730	745,62	536,07	2,61803	33,72	62,13
440	441,61	315,30	2,08870	5,332	236,8	740	756,44	544,02	2,63280	35,50	59,82

Fonte: MORAN (2014).

TABELA A-22

(Continuação)

$T(K), h \text{ e } u(\text{kJ/kg}), s^\circ (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$

T	h	u	s°	quando $\Delta s = 0^\circ$		T	h	u	s°	quando $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
750	767,29	551,99	2,64737	37,35	57,63	1300	1395,97	1022,82	3,27345	330,9	11,275
760	778,18	560,01	2,66176	39,27	55,54	1320	1419,76	1040,88	3,29160	352,5	10,747
770	789,11	568,07	2,67595	41,31	53,39	1340	1443,60	1058,94	3,30959	375,3	10,247
780	800,03	576,12	2,69013	43,35	51,64	1360	1467,49	1077,10	3,32724	399,1	9,780
790	810,99	584,21	2,70400	45,55	49,86	1380	1491,44	1095,26	3,34474	424,2	9,337
800	821,95	592,30	2,71787	47,75	48,08	1400	1515,42	1113,52	3,36200	450,5	8,919
820	843,98	608,59	2,74504	52,59	44,84	1420	1539,44	1131,77	3,37901	478,0	8,526
840	866,08	624,95	2,77170	57,60	41,85	1440	1563,51	1150,13	3,39586	506,9	8,153
860	888,27	641,40	2,79783	63,09	39,12	1460	1587,63	1168,49	3,41247	537,1	7,801
880	910,56	657,95	2,82344	68,98	36,61	1480	1611,79	1186,95	3,42892	568,8	7,468
900	932,93	674,58	2,84856	75,29	34,31	1500	1635,97	1205,41	3,44516	601,9	7,152
920	955,38	691,28	2,87324	82,05	32,18	1520	1660,23	1223,87	3,46120	636,5	6,854
940	977,92	708,08	2,89748	89,28	30,22	1540	1684,51	1242,43	3,47712	672,8	6,569
960	1000,55	725,02	2,92128	97,00	28,40	1560	1708,82	1260,99	3,49276	710,5	6,301
980	1023,25	741,98	2,94468	105,2	26,73	1580	1733,17	1279,65	3,50829	750,0	6,046
1000	1046,04	758,94	2,96770	114,0	25,17	1600	1757,57	1298,30	3,52364	791,2	5,804
1020	1068,89	776,10	2,99034	123,4	23,72	1620	1782,00	1316,96	3,53879	834,1	5,574
1040	1091,85	793,36	3,01260	133,3	22,39	1640	1806,46	1335,72	3,55381	878,9	5,355
1060	1114,86	810,62	3,03449	143,9	21,14	1660	1830,96	1354,48	3,56867	925,6	5,147
1080	1137,89	827,88	3,05608	155,2	19,98	1680	1855,50	1373,24	3,58335	974,2	4,949
1100	1161,07	845,33	3,07732	167,1	18,896	1700	1880,1	1392,7	3,5979	1025	4,761
1120	1184,28	862,79	3,09825	179,7	17,886	1750	1941,6	1439,8	3,6336	1161	4,328
1140	1207,57	880,35	3,11883	193,1	16,946	1800	2003,3	1487,2	3,6684	1310	3,944
1160	1230,92	897,91	3,13916	207,2	16,064	1850	2065,3	1534,9	3,7023	1475	3,601
1180	1254,34	915,57	3,15916	222,2	15,241	1900	2127,4	1582,6	3,7354	1655	3,295
1200	1277,79	933,33	3,17888	238,0	14,470	1950	2189,7	1630,6	3,7677	1852	3,022
1220	1301,31	951,09	3,19834	254,7	13,747	2000	2252,1	1678,7	3,7994	2068	2,776
1240	1324,93	968,95	3,21751	272,3	13,069	2050	2314,6	1726,8	3,8303	2303	2,555
1260	1348,55	986,90	3,23638	290,8	12,435	2100	2377,4	1775,3	3,8605	2559	2,356
1280	1372,24	1004,76	3,25510	310,4	11,835	2150	2440,3	1823,8	3,8901	2837	2,175
						2200	2503,2	1872,4	3,9191	3138	2,012
						2250	2566,4	1921,3	3,9474	3464	1,864

Fonte: MORAN (2014).

ANEXO D – DETALHES TÉCNICOS ALTERNADOR RPW RD274D

ALTERNADOR RPW RD274D



Trifásico
430 kg
CXLXA = 960X540X810 mm
12 POLOS
127/220/380/440 V
50/60 Hz
Excitação independente sem escovas (BRUSHLESS)
Eixo Externo para acoplamento em Luva Elástica ou Polia.
AVR Eletrônico SX460
Normas de construção e testes: ABNT / IEC / NEMA;
Variação de voltagem de $\pm 1\%$
Proteção de baixa frequência

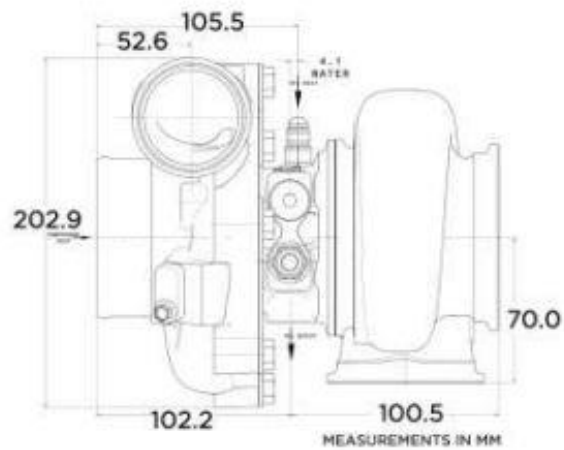
Fonte: RPW (2022).

ANEXO E - DETALHES TÉCNICOS TURBOCOMPRESSOR GARRETT

G35-1050

Garrett G35-1050

Horsepower: 700 - 1050
 Displacement: 2.0L - 5.5L



G35-1050 Reference Data		Compressor				Turbine		
		Inducer	Exducer	Trim	A/R	Inducer	Exducer	Trim
HP: 700-1050	Disp: 2.0L-5.5L	68mm	84mm	65	0.75	68mm	62mm	84
G35-1050 Standard Rotation Supercore PN 880695-5002S		Turbine Kit PN	A/R	Inlet	Outlet	Wastegate	Divided	
		740902-0106	0.83	T3	V-Band	Free Float	N	
		740902-0107	1.01	T3	V-Band	Free Float	N	
		740902-0102	0.61	V-Band	V-Band	Free Float	N	
		740902-0103	0.83	V-Band	V-band	Free Float	N	
		740902-0104	1.01	V-Band	V-band	Free Float	N	
740902-0105	1.21	V-Band	V-band	Free Float	N			
G35-1050 Reverse Rotation Supercore PN 880696-5002S		Turbine Kit PN	A/R	Inlet	Outlet	Wastegate	Divided	
		740902-0116	0.83	T3	V-Band	Free Float	N	
		740902-0117	1.01	T3	V-Band	Free Float	N	
		740902-0112	0.61	V-Band	V-Band	Free Float	N	
		740902-0113	0.83	V-Band	V-band	Free Float	N	
		740902-0114	1.01	V-Band	V-band	Free Float	N	
740902-0115	1.21	V-Band	V-band	Free Float	N			

Fonte: GARRETT (2021).

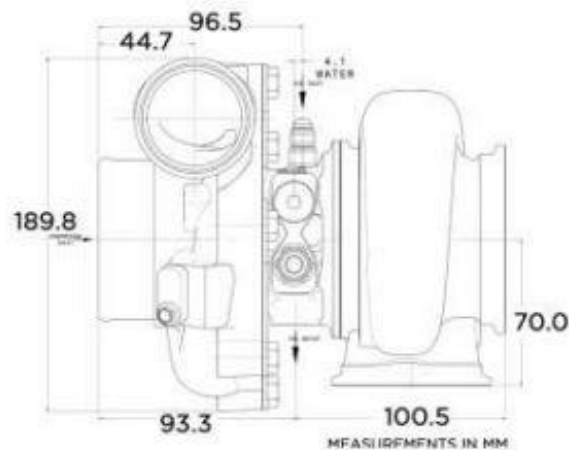
ANEXO F - DETALHES TÉCNICOS TURBOCOMPRESSOR GARRETT

G30-900

Garrett G30-900

Horsepower: 550 - 900

Displacement: 2.0L - 3.5L



STANDARD ROTATION

REVERSE ROTATION

G30-900 Reference Data		Compressor				Turbine		
		Inducer	Exducer	Trim	A/R	Inducer	Exducer	Trim
HP: 550-900	Disp: 2.0L-3.5L	62mm	76mm	65	0.72	60mm	55mm	84
G30-900 Turbocharger PN		Turbo PN		A/R	Inlet	Outlet	Wastegate	Divided
Turbo PN assembled and calibrated with 1.0 bar actuator		880704-50085		0.83	V-Band	V-band	Y	N
		880704-50095		1.01	V-Band	V-band	Y	N
G30-900 Standard Rotation Supercore PN		Turbine Kit PN		A/R	Inlet	Outlet	Wastegate	Divided
880693-50035		740902-0090		0.83	T3	V-Band	Free Float	N
		740902-0091		1.01	T3	V-Band	Free Float	N
		740902-0086		0.61	V-Band	V-Band	Free Float	N
		740902-0087		0.83	V-Band	V-band	Free Float	N
		740902-0088		1.01	V-Band	V-band	Free Float	N
		740902-0089		1.21	V-Band	V-band	Free Float	N
G30-900 Reverse Rotation Supercore PN		Turbine Kit PN		A/R	Inlet	Outlet	Wastegate	Divided
880694-50035		740902-0100		0.83	T3	V-Band	Free Float	N
		740902-0101		1.01	T3	V-Band	Free Float	N
		740902-0096		0.61	V-Band	V-Band	Free Float	N
		740902-0097		0.83	V-Band	V-band	Free Float	N
		740902-0098		1.01	V-Band	V-band	Free Float	N
		740902-0099		1.21	V-Band	V-band	Free Float	N

Fonte: GARRETT (2021).