



Renan Heckert Leal

Automatização do projeto de um sistema motor alimentado a gaseificação da madeira

Dissertação

Orientadores:
Luís Frólén Ribeiro
Rafael Sacsa Díaz

Bragança
2020

Renan Heckert Leal

Automatização do projeto de um sistema motor alimentado a gaseificação da madeira

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

Orientador: Luís Frólén Ribeiro

Orientador: Rafael Sacsa Díaz

Bragança
2020

Agradecimentos

Agradeço a Deus por cuidar de mim de todas as maneiras durante essa jornada de muito aprendizado.

Toda gratidão e amor aos meus pais que sempre me apoiaram e nunca deixaram faltar nada. Sem vocês nada disso seria possível e eu espero um dia poder retribuir tudo o que vocês fazem por mim. Vocês são os melhores.

Agradeço aos meus dois irmãos, Lucas e Gustavo, por me apoiarem a todo momento. Sou muito grato pela presença de vocês em minha vida e que muitos aniversários ainda sejam comemorados juntos.

Um agradecimento especial aos meus familiares que me acolheram em Portugal, Giovani e Carol. Vocês cuidam de mim como um filho e me proporcionaram todo o ambiente para que esse projeto fosse possível. Sou grato a Deus pela presença de vocês em minha vida e espero poder retribuir isso de alguma maneira um dia.

Aos amigos que me ajudaram de alguma maneira nesse processo. Lucas Cipriano pela ajuda com os programas utilizados no projeto. Cocão, Matheus e Maria por todo o apoio e por sempre estarem presentes, mesmo que distantes. Aos meus amigos de Bragança, Lucas, Renan e Samuel, por toda a ajuda, momentos de alegria e por me acolherem em suas casas quando precisei.

Aos orientadores deste projeto, Luís Frólén Ribeiro e Rafael Sacsa Díaz, pela atenção e orientações dadas.

Para todos aqueles que de alguma maneira contribuíram para que esse projeto fosse possível fica meu muito obrigado. *Victoria Concordia Crescit.*

Resumo

Esta dissertação consiste na automatização do cálculo de um sistema de produção de trabalho motor alimentado a gaseificação da madeira. O projeto é destinado a regiões remotas e/ou de difícil acesso a combustíveis fósseis, voltada para uma produção descentralizada de eletricidade ou trabalho. O sistema de gaseificação é responsável por gerar o gás que será utilizado como combustível para o motor, e consiste em três componentes: um gaseificador do tipo *downdraft*, um permutador de calor por convecção natural e uma unidade filtrante. Os modelos utilizados para os componentes do sistema são os mais simples o possível para que as próprias pessoas possam ser capazes de construí-los e fazer sua manutenção. Criou-se uma base de dados contendo 20 faixas de dimensões do conjunto, capaz de fornecer dimensões que produzam até um máximo de $101.79 \text{ m}^3/h$ de gás. Foi criado um algoritmo que recebe os valores de cilindrada, rotação de trabalho e eficiência volumétrica do motor e cruza esses parâmetros com a base de dados para fornecer os desenhos técnicos com as principais dimensões dos componentes do sistema. Para um poder calorífico do gás de 4.8 MJ/m^3 , o sistema de gaseificação pode fornecer de 5.9 a 135.72 kW de potência. A máxima quantidade de gás gerada, a quantidade de biomassa consumida e o volume de biomassa necessário foram calculados na base dados e também são informados. Tudo isso é executado por um programa que foi disponibilizado em forma de um *site* público. A programação foi feita com linguagem do tipo *web front-end*: HTML; CSS; e JavaScript.

Abstract

This dissertation consists in a calculus automation of an engine power system supplied by wood gasification. The project is focused on areas where the access to provide fossil fuels is difficult, aiming decentralised generation of electricity or work. The gasification system generates the gas that will be used as engine fuel, and it's formed by three components: a downdraft gasifier; a natural convection heat exchanger; and a filter unit. The model used for the system components are as simple as possible, so that people themselves are able to build and maintain it. A database containing 20 ranges of system dimensions was created, being able to provide dimensions that produce up to a maximum of $101.79 \text{ m}^3/h$ of gas. An algorithm that gets the values of displacement, working rotation and volumetric efficiency of the engine and crosses with the database to provide the technical drawings with the main dimensions of the system components was created. The gasification system can provide 5.9 to 135.72 kW of power for a gas heating value of 4.8 MJ/m^3 . The maximum amount of gas generated, the amount of biomass consumed and the volume of biomass required were calculated in the database and are also provided. All of this is executed by a program that was made in the form of a public site. Programming was done using web front-end language: HTML; CSS; and JavaScript.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Organização do texto	3
2	Fundamentação Teórica	4
2.1	Classificação dos gaseificadores	4
2.1.1	Gaseificadores de leito móvel	5
2.1.2	Gaseificadores de leito fluidizado	8
2.2	Agente de gaseificação e aplicações	10
2.3	Zonas de reações	10
2.4	Parâmetros da gaseificação	13
2.4.1	Propriedades da biomassa	13
2.4.2	Razão de equivalência e a temperatura de gaseificação	14
2.4.3	Consumo de biomassa	15
2.4.4	Eficiência do processo de gaseificação	15
2.5	Melhorias do processo de gaseificação	16
2.6	Utilização do gás em motores de combustão interna	17
2.7	Estado da arte	18
3	Materiais e Métodos	21
3.1	Propriedades do gás	22
3.2	Dimensionamento do gaseificador	23
3.2.1	Carga da lareira	25
3.2.2	Parâmetros do motor	26
3.2.3	Dimensões da lareira	26
3.2.4	Quantidade de biomassa e dimensões do reservatório	31
3.2.5	Parâmetros do gaseificador	32
3.3	Permutador de calor	32
3.3.1	Cálculo das dimensões do permutador	34
3.4	Filtro	39

3.5	Implementação do código	41
3.5.1	Dados de entrada	43
3.5.2	Base de dados estática	44
3.5.3	Algoritmo de consulta a base de dados	46
4	Resultados e Discussão	48
4.1	Programa	48
4.2	Gaseificador	55
4.3	Permutador de calor	56
4.3.1	Relação entre os parâmetros geométricos	59
4.3.2	Temperatura final do fluido	63
4.4	Filtro	64
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	66
5.1	Conclusões	66
5.2	Trabalhos futuros	67
	Referências	71

Lista de Figuras

1.1	Veículo abastecido por combustível gerado a partir da gaseificação da biomassa.	1
2.1	Principais faixas de aplicações dos tipos de gaseificadores de acordo com a potência requerida.	5
2.2	Representação de um gaseificador do tipo <i>updraft</i> e suas zonas de reações.	6
2.3	Representação de um gaseificador do tipo <i>downdraft</i> e suas zonas de reações.	7
2.4	Representação de um gaseificador do tipo <i>crossdraft</i> e suas zonas de reações.	8
2.5	Aplicações da gaseificação da biomassa de acordo com o poder calorífico do gás.	11
2.6	Variação da temperatura de reação adiabática pela razão de equivalência (ϕ).	14
2.7	Variação da propriedade do gás de acordo com a razão de equivalência (ϕ).	15
3.1	Esquema representativo do funcionamento do sistema responsável por gerar o gás com seus respectivos processos.	21
3.2	Principais dimensões do gaseificador.	24
3.3	Fluxograma mostrando os passos para o dimensionamento do gaseificador.	25
3.4	Relação entre áreas (A_m/A_h) e velocidade máxima (V_m) de acordo com o diâmetro da constricção (d_h).	28
3.5	Relação entre o diâmetro da parte inferior da lareira (d_r) e o diâmetro da constricção (d_h).	29
3.6	Relação entre a altura da parte inferior lareira (h_h) e o diâmetro da constricção (d_h).	29
3.7	Relação entre o diâmetro do anel que contém os furos de entrada de ar (d_{rh}) e diâmetro da constricção (d_h).	30
3.8	Modelo geométrico utilizado no permutador de calor.	33
3.9	Parâmetros geométricos do permutador de calor.	33
3.10	Fluxograma mostrando os passos para o dimensionamento do permutador de calor.	35
3.11	Funções de Bessel modificadas utilizadas para o cálculo da eficiência das alhetas. Funções do primeiro tipo de ordens 0 e 1 na Figura (a) e funções do segundo tipo de ordens 0 e 1 na Figura (b).	38
3.12	Representação de um corte transversal do filtro com suas duas principais dimensões.	40

3.13 Fluxograma mostrando os passos do algoritmo.	42
3.14 Menu de entrada de dados para o utilizador. (a) Menu sem interação do utilizador. (b) Menu com mensagens de erro.	44
3.15 Parâmetros e dimensões do conjunto gaseificador, permutador e filtro escrito na base de dados no formato JSON. Dados para diâmetro de constricção (d_h) com valor de 80 <i>mm</i>	45
3.16 Fluxograma mostrando o procedimento de consulta a base de dados, referenciando-se no valor do diâmetro da constricção calculado pelo programa (d_{hp}) utilizando-se dos dados de entradas.	47
4.1 Exemplo de interação do utilizador com o programa. (a) Dados do motor inseridos pelo utilizador. (b) Parâmetros gerados para os dados inseridos. (c) Dimensões do gaseificador e seu desenho esquemático. (d) Dimensões do permutador e seu desenho esquemático. (e) Dimensões do filtro e seu desenho esquemático. (f) Botão para o <i>download</i> dos desenhos técnicos do sistema em formato PDF.	49
4.2 Comparação entre os passos do programa e do base de dados.	55
4.3 Fluxograma mostrando as relações entre os parâmetros geométricos do permutador de calor (Valores das dimensões em <i>mm</i>).	57
4.4 Variação da quantidade de calor a ser retirado do fluido (\dot{Q}_g) com a variação do diâmetro da constricção (d_h).	59
4.5 Relação das resistências térmicas (R) com o aumento do diâmetro da constricção (d_h).	60
4.6 Relação entre o coeficiente de convecção do gás produzido (h_g) e a resistência térmica do gás (R_g) com a variação do diâmetro da constricção (d_h).	61
4.7 Relação entre a eficiência global das alhetas (η_g) e o valor da resistência térmica do ambiente (R_∞).	61
4.8 Variação da percentagem de calor retirado que extrapola a real quantidade necessária (τ) e a temperatura final do gás produzido (T_{fg}) para cada faixa do diâmetro da constricção (d_h).	63
4.9 Exemplo de configuração do permutador de calor, dimensionado para a constricção do protótipo.	64
4.10 Queda de pressão no filtro com a variação de suas dimensões, representado para cada valor do diâmetro da constricção (d_h).	65

Lista de Tabelas

2.1	Concentração de particulados e alcatrão no gás produzido para cada tipo de gaseificador utilizado.	9
2.2	Classificação do poder calorífico de gás produzido e agente de gaseificação utilizado.	10
2.3	Requerimentos de qualidade do gás de gaseificação de biomassa para diferentes aplicações tecnológicas.	11
3.1	Composição do gás produzido.	22
3.2	Propriedades termofísicas do gás produzido.	23
3.3	Dimensões do diâmetro das entradas de ar (d_m), velocidade do ar (V_m), relação entre áreas (A_m/A_h) e número de entradas de ar (n) da lareira de acordo com o diâmetro da constrição (d_h).	27
3.4	Parâmetros constantes para todas as faixas de gaseificadores.	32
3.5	Dados constantes para o cálculo do permutador de calor.	34
3.6	Dados constantes para os cálculos utilizados no filtro, com as propriedades do gás calculadas para a temperatura de $40^\circ C$	40
3.7	Dados de entrada do programa e seus valores máximos e mínimos permitidos.	43
3.8	Dimensões calculadas na base de dados para cada valor do diâmetro da constrição (d_h).	46
4.1	Valores das velocidades utilizadas para faixas de diâmetro de constrição (d_h) menores do que 40 mm ($V_o = 30\text{ m/s}$).	58
4.2	Valores de comprimento do permutador (L) utilizados para as diferentes faixas de diâmetro da constrição (d_h).	58
4.3	Variação das dimensões do filtro de acordo com o valor do diâmetro da constrição (d_h). Todas as dimensões estão em mm	65

Lista de Símbolos

Caracteres gregos

α	Ângulo de inclinação da lareira	°
ϵ	Porosidade da serragem	—
η	Eficiência	—
γ	Propriedades desejada de cada componente do gás	—
λ	Porcentagem mássica da propriedade do gás em questão	%
μ	Viscosidade dinâmica	$N\ s/m^2$
ϕ	Razão de equivalência	—
ψ	Esfericidade da serragem	—
ρ	Massa específica	kg/m^3
τ	Calor extrapolado	%
θ	Propriedade do gás produzido	—

Caracteres latinos

\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{V}	Caudal volumétrico	m^3/h
A	Área	cm^2
B	Carga da lareira	$m^3/(cm^2\ h)$ ou $kg/(cm^2\ h)$
B_c	Biomassa consumida	kg/h
C_2	Adimensional para eficiência das alhetas	—

C_p	Calor específico	$kJ/(kg K)$
D	Diâmetro; Cilindrada	$mm; dm^3$
d	Diâmetro	mm
H	Altura	mm
h	Altura; Coeficiente de convecção	$mm; W/(m^2 K)$
HV	Poder calorífico	kJ/m^3
I	Função de Bessel modificada do primeiro tipo	–
K	Condutividade térmica; Função de Bessel modificada do segundo tipo	$W/(m K); –$
L	Comprimento do permutador; Largura	$mm; mm$
L_{quad}	Dimensões do gaseificador para o perfil quadrado	m^3
m	Adimensional para eficiência das alhetas	–
N	Rotação do motor	rpm
n	Número de entradas de ar	–
Nu	Número adimensional de Nusselt	–
P	Potência	W
P_f	Pressão no filtro	MPa
P_r	Número adimensional de Prandtl	–
R	Resistência térmica	K/W
r	Raio interno do permutador	mm
r_1	Raio externo do permutador	mm
r_2	Raio da alheta	mm
Re	Número adimensional de Reynolds	–
S	Distância entre alhetas	mm
T	Temperatura	$^{\circ}C$
t	Espessura	mm

T_{ab}	Tempo de abastecimento de biomassa	h
V	Velocidade	m/s
v	Volume específico	m^3/kg
V_{ol}	Volume do reservatório; Volume	$m^3; m^3$

Subscritos

\circ	Tubo do permutador
∞	Ambiente
a	Alheta
b	Biomassa; Tubo do permutador
c	Lareira; Corrigido
db	Base de dados
e	Entrada do permutador
fg	Final do gás
f	Fluido
g	Gás produzido; Gaseificador; Global
h	Construção da lareira; Mássica; Gás produzido
$máx$	Máximo
$mín$	Mínimo
M	Motor
m	Orifícios de entrada de ar; Mecânica
p	Partícula de serragem; Programa
rh	Anel que contém os orifícios de entrada de ar
r	Parte inferior da lareira
s	Volumétrica; Saída do permutador; Partícula de serragem
t	Tubo do permutador; Total
v	Volumétrica; Equivalente da partícula de serragem

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

A gaseificação da biomassa é uma tecnologia muito bem fundamentada, sendo estimado que aproximadamente um milhão de gaseificadores do estilo *downdraft* foram utilizados para operar carros, camiões, barcos e geradores elétricos na Europa durante a Segunda Guerra Mundial para suprir a escassez de combustíveis (Reed and Das, 1988).

Com o fim da guerra e o retorno dos baixos preços dos combustíveis fósseis, os gaseificadores caíram em desuso e a perda de conhecimentos causados a essa tecnologia podem ser vistos na falta de documentação sobre funcionamentos e procedimentos de operações da época, onde equipes de pesquisa, projetos e fabricação foram abandonadas, ficando apenas uma parcela do conhecimento que foi publicada enquanto o vasto conhecimento prático a respeito da tecnologia foi perdido (Reed and Das, 1988). A Figura 1.1 mostra um exemplo de veículo abastecido por combustível gerado a partir da gaseificação da biomassa, com o reator acoplado na traseira do veículo.

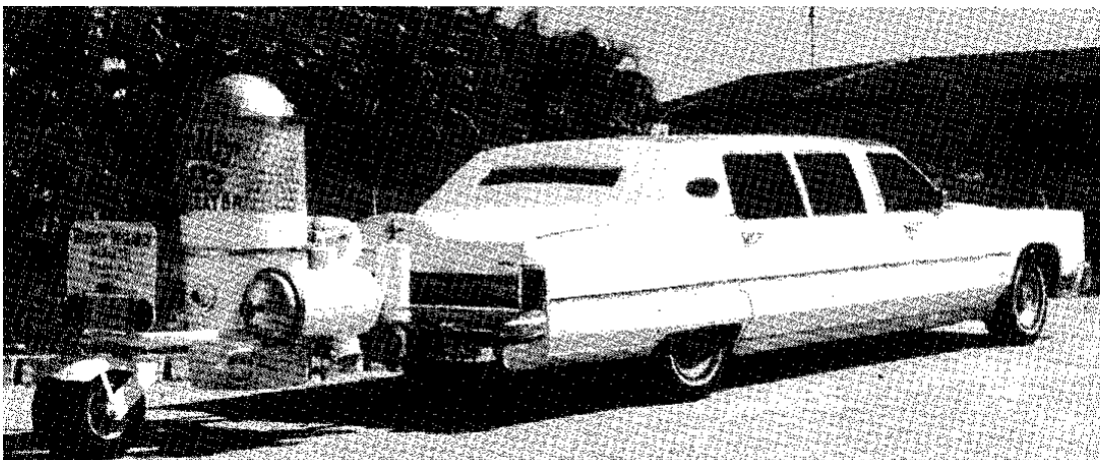


Figura 1.1: Veículo abastecido por combustível gerado a partir da gaseificação da biomassa.

Fonte: Reed and Das (1988)

O gás gerado a partir da gaseificação da madeira pode abastecer diferentes utilizações de motores de combustão interna, tais como geradores de eletricidade, compressores, betoneiras, esteiras transportadoras, serras de corte, moinhos, etc. Esses tipos de mecanismos são geralmente utilizados em regiões como matas, florestas, sertões, regiões inundadas com águas, etc.

Este projeto tem como base o trabalho de Lemos (2020), e pode ser utilizado como sua extensão. De modo semelhante ao seu trabalho, o sistema projetado aqui é destinado a regiões remotas e/ou de difícil acesso a combustíveis fósseis, voltada para uma produção descentralizada de eletricidade ou trabalho. O modelo utilizado para os componentes do sistema são os mais simples o possível para que as próprias pessoas possam ser capazes de construí-los e fazer sua manutenção, recorrendo a materiais de alta disponibilidade e não necessitando de componentes eletrônicos.

1.2 Objetivos

O objetivo geral desse trabalho foi o de automatizar o cálculo de um sistema de produção de trabalho motor alimentado a gaseificação da madeira. O sistema de gaseificação é responsável por gerar o gás que será utilizado como combustível para o motor, e consiste em três componentes: um gaseificador de leito móvel do tipo *downdraft*, um permutador de calor por convecção natural e uma unidade filtrante. Os objetivos específicos foram:

- Criar um algoritmo capaz de receber os parâmetros operacionais de um motor de combustão interna e fornecer as dimensões necessárias do sistema que irá produzir o gás para seu abastecimento;
- Fornecer em formato PDF os desenhos técnicos com as principais dimensões de cada componente do sistema de gaseificação;
- Implementar um programa, através de linguagem de programação *web*, que utilize o algoritmo criado e disponibilizá-lo em forma de um *site* para utilização pública, bem como os desenhos feitos;
- Projetar diferentes dimensões de um mesmo modelo, que seja de simples construção, para:
 - Um gaseificador do tipo *downdraft*, que utilize madeira como biomassa combustível, para atender diferentes necessidades de quantidade de gás para motores de combustão interna de diferentes potências;
 - Um permutador por convecção natural para arrefecer o gás gerado até suas condições de utilização em motores de combustão interna;

- Um filtro que utilize serragem de madeira para diferentes necessidades de quantidade de gás gerado.

1.3 Organização do texto

Esta dissertação está dividida em 5 capítulos: O primeiro capítulo contém o objetivo deste trabalho e seu enquadramento; o segundo capítulo apresenta o estado da arte, onde mostra-se o contexto da tecnologia dos gaseificadores, os principais modelos, agentes de gaseificação, suas principais aplicações, zonas de reações dos processos químicos, alguns parâmetros da gaseificação, possíveis melhorias do processo, a utilização do gás em motores de combustão interna e alguns dos trabalhos mais recentes sobre gaseificadores do tipo *downdraft*; o terceiro capítulo apresenta os métodos e modelos utilizados para o dimensionamento do gaseificador, permutador e filtro, assim como o algoritmo criado; o quarto capítulo apresenta os resultados e algumas considerações a respeito do programa, dimensionamento do gaseificador, do permutador e do filtro; o quinto capítulo contém a conclusão desta dissertação, juntamente com algumas propostas de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Fundamentação Teórica

O processo de gaseificação converte a energia química presente na biomassa em gases combustíveis, sendo necessário um agente de gaseificação como o ar por exemplo. Na prática, uma conversão de 60% a 90% dessa energia presente na biomassa é convertida em gás combustível, e esse processo pode ser direto ou indireto: o processo direto usa ar ou gás oxigênio para gerar calor através de reações exotérmicas; no indireto calor é transferido para o reator de uma fonte externa (Reed and Das, 1988).

A seleção do modelo de gaseificador depende de qual a aplicação do gás produzido e do tipo de biomassa a ser utilizada (Reed and Das, 1988).

2.1 Classificação dos gaseificadores

Os gaseificadores podem ser classificados de acordo com os seguintes parâmetros:

- De acordo com o poder calorífico do gás produzidos, no qual o poder calorífico inferior (PCI) é um dos parâmetros utilizados para se saber a qualidade do gás produzido e fundamental para se definir sua aplicação (Coronado Rodríguez, 2007).
- De acordo com o agente de gaseificação, que tem interferência direta nas reações químicas que ocorrem no gaseificador, resultando e diferentes concentrações no gás produzido (Lora et al., 2012).
- De acordo com a pressão no qual esta operando, que pode ser desde a pressão atmosférica até a pressão de 6 MPa (Alves, 2010).
- De acordo com a potência gerada pelo gaseificador, onde a Figura 2.1 mostra as principais faixas de aplicações dos tipos de gaseificadores para a potência requerida.
- De acordo com a direção do movimento relativo a biomassa, agente de gaseificação e sentido do gás produzido (Lora et al., 2004).

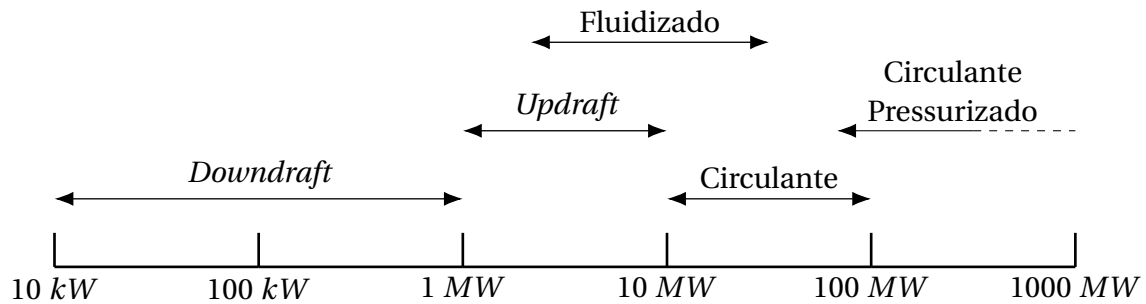


Figura 2.1: Principais faixas de aplicações dos tipos de gaseificadores de acordo com a potência requerida.

Fonte: Adaptado de Bridgwater (2002)

Dentre as maneiras de se classificar os gaseificadores, a mais comum é em relação ao movimento relativo a biomassa, agente de gaseificação e sentido do gás produzido. Classificam-se como dois tipos de gaseificadores através dessa maneira: leito móvel e leito fluidizado.

2.1.1 Gaseificadores de leito móvel

A gaseificação em leito móvel (também chamada de leito fixo) tem esse nome devido ao fato de que em operação contínua, conforme o combustível (biomassa) é alimentado e as cinzas retiradas, o leito move-se do topo para o fundo do reator (Lora et al., 2012). Geralmente a biomassa e seus produtos sólidos são suportados por uma grelha e é o tipo de gaseificador mais antigo e utilizado ao longo do tempo. Atualmente gaseificadores desse tipo com potência de saída maior do que 10 MW estão perdendo interesse devido a problemas de operação em grandes dimensões (Dhepe and Fukuoka, 2008). Entretanto, gaseificadores de leito móvel com potência de saída menores do que 10 MW são utilizados para a produção de eletricidade descentralizada e aplicações industriais (Klimantos et al., 2009).

Devido a fácil construção e operação, esse tipo de gaseificador é amplamente usado e estudado. São classificados de acordo com o movimento relativo do fluxo gasoso através do reator em corrente ascendente ou descendente. Também pode ser classificada de acordo com a direção relativa do fluxo da biomassa a ser transformada e o do gás gerado. Sendo assim, o processo pode ser considerado como gaseificação em contracorrente (*Updraft*), co-corrente (*Downdraft*) e em fluxo cruzado (*Crossdraft*) (Lora et al., 2012).

No gaseificador do tipo *updraft*, o fluxo de gás gerado escoar em sentido contrário à alimentação de biomassa, a qual é feita pela parte superior do reator. O combustível a ser gaseificado é submetido aos processos de secagem, pirólise, redução e oxidação, enquanto os gases gerados são direcionados à saída do reator localizada na sua parte superior (Lora et al., 2012). A Figura 2.2 mostra um esquema de seu conceito e suas respectivas zonas de reações. O tracejado representa a grelha, que tem como finalidade separar por gravidade as cinzas resultantes das reações.

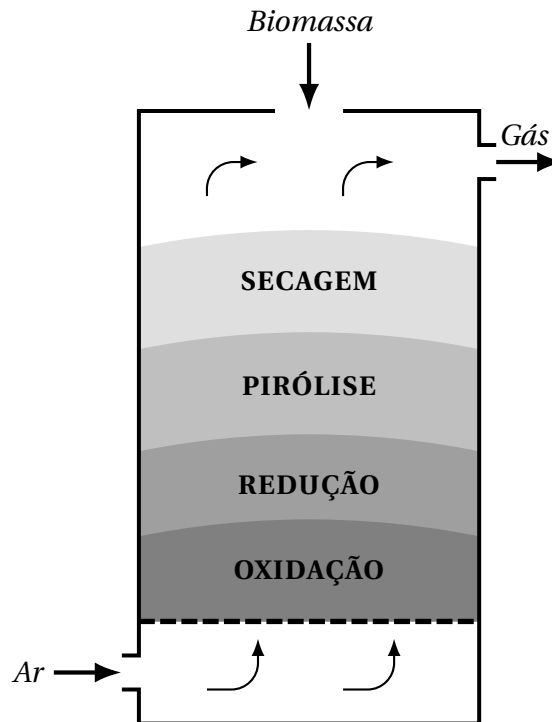


Figura 2.2: Representação de um gaseificador do tipo *updraft* e suas zonas de reações.

Fonte: Adaptado de Reed and Das (1988).

É o tipo de gaseificador mais simples e antigo, sendo ainda muito utilizado na indústria química e na gaseificação do carvão mineral. Uma de suas maiores vantagens é a capacidade de gaseificar biomassas com um alto teor de humidade como lixo municipal, já que o gás a uma alta temperatura que sai da zona de oxidação passa pelas zonas de redução, pirólise e secagem, perdendo calor. Devida a baixa temperatura na saída do gás produzido, a eficiência total do processo é alta (Alves, 2010; McKendry, 2002).

O gás produzido é de baixa qualidade, já que possui um alto teor de alcatrão. É mais indicado para a queima direta do gás produzido em queimadores, não sendo indicado para utilização em motores de combustão interna devido a necessidade de um sistema para a extração do alto teor de alcatrão dado ser prejudicial ao funcionamento dos motores (Lemos, 2020).

Nos gaseificadores do tipo *downdraft*, o combustível é fornecido pela parte superior e o agente de gaseificação se movimenta em sentido descendente, podendo ser alimentado por dutos localizados nas paredes laterais do reator ou pela sua parte superior. As características construtivas deste tipo de reator têm efeitos adicionais na qualidade do gás combustível. Sendo assim, o reator pode ter uma redução do diâmetro interno (garganta) na região da zona de oxidação, que favorece o craqueamento do alcatrão. Nesta zona localizam-se os injetores de ar, dispostos de maneira a distribuir o oxidante do modo mais uniforme possível e poder garantir que seja atingida uma temperatura adequada em toda a seção (Lora et al., 2012).

A Figura 2.3 mostra o esquema de funcionamento de um gaseificador do tipo *downdraft*, bem como suas zonas de reações. A grelha, assim como no modelo *updraft*, tem a finalidade de sustentar a biomassa dentro do reator e separar por gravidade as cinzas resultantes das reações.

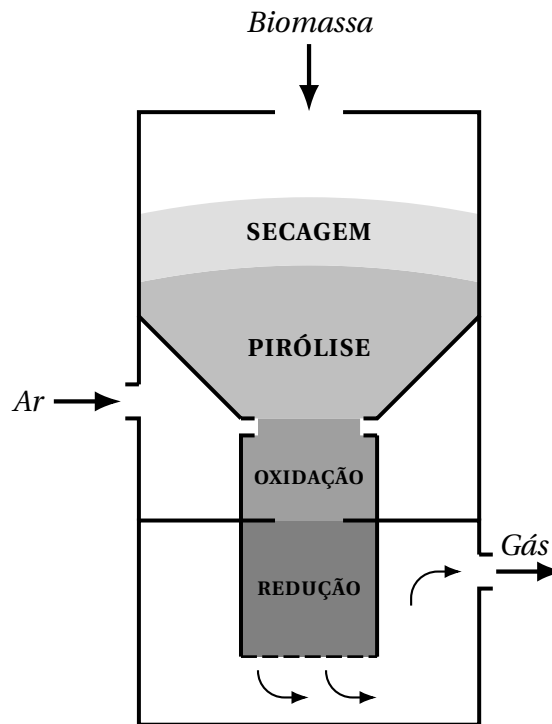


Figura 2.3: Representação de um gaseificador do tipo *downdraft* e suas zonas de reações.

Fonte: Adaptado de Reed and Das (1988).

O gás produzido por um gaseificador do tipo *downdraft* tem um baixo teor de particulados e alcatrão, já que a maior parte do alcatrão é consumido na zona de oxidação. É recomendado para quando se precisa de um gás com baixos índices de impurezas, como no caso dos motores a combustão interna. Os inconvenientes desse tipo de gaseificador é a baixa eficiência geral do processo e a dificuldade em lidar com biomassas com elevado teor de humidade (Patra and Sheth, 2015).

No gaseificador do tipo *crossdraft* a biomassa é alimentada pela parte superior e é sustentada pela grelha na parte inferior. O ar é inserido na parte lateral do gaseificador e o seu fluxo força a saída do gás no lado oposto. A Figura 2.4 mostra o funcionamento do gaseificador do tipo *crossdraft* e suas zonas de reações.

Na zona de entrada do ar é formada uma região de alta temperatura de oxidação/combustão, as cinzas são removidas na parte inferior e, dentre os três tipos de gaseificadores de leito móvel, é o que apresenta maior temperatura na saída do gás. As principais vantagens desse sistema é sua fácil construção. O seu principal inconveniente é o elevado teor de alcatrão produzido (Patra and Sheth, 2015).

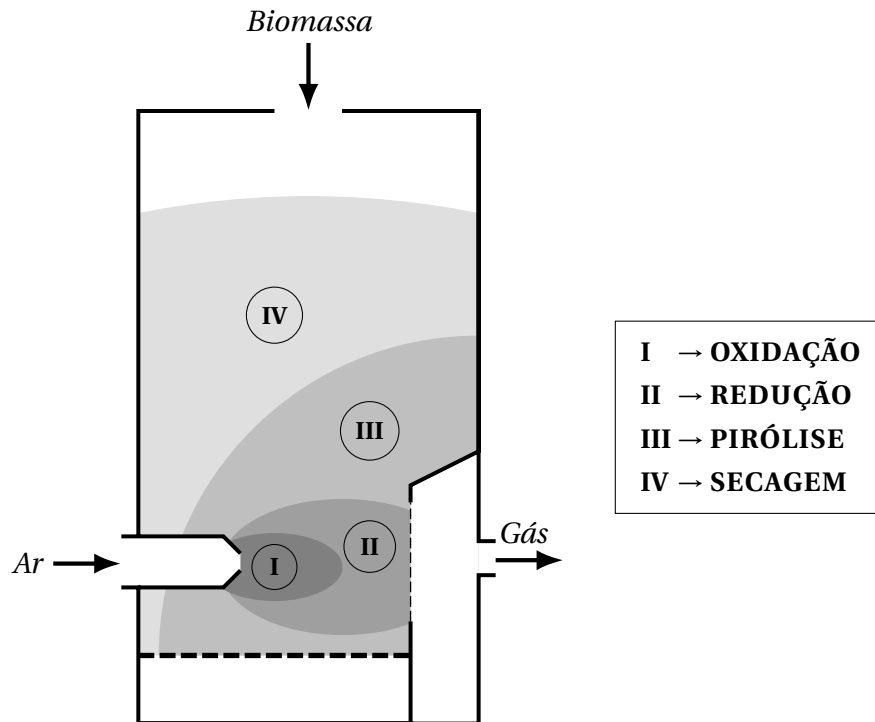


Figura 2.4: Representação de um gaseificador do tipo *crossdraft* e suas zonas de reações.

Fonte: Adaptado de Reed and Das (1988).

2.1.2 Gaseificadores de leito fluidizado

Gaseificadores de leito fluidizado não apresentam zonas diferenciadas de reação como nos reatores de leito fixo. Os reatores de leito fluidizado têm um leito isotérmico que opera normalmente a temperaturas na faixa de 700-900 °C. Os principais tipos de gaseificadores de leito fluidizado são: de leito borbulhante (*bubbling bed*) e de leito circulante (*circulating bed*) e podem ser atmosféricos ou pressurizados (Lora et al., 2012).

A fluidização é uma operação em que um sólido é colocado em contato com um fluxo de gás, adquirindo características similares às dos fluidos. Um reator de leito fluidizado consiste numa câmara de reação que contém partículas inertes suportadas por uma placa distribuidora e mantidas em suspensão por um fluido que atravessa o reator em sentido ascendente (Ramírez and Martínez, 2007).

Nos gaseificadores de leito circulante a biomassa geralmente é inserida por um alimentador pela lateral do sistema e o agente de gaseificação é inserido na parte inferior a elevada velocidade para que ocorra o transporte das partículas de biomassa. As partículas sólidas de biomassa que saem do reator juntamente com o gás produzido são separadas num ciclone que faz com que voltem para o gaseificador para serem aproveitadas na gaseificação. A saída do gás é feita no topo do ciclone (Patra and Sheth, 2015; Lemos, 2020).

Os gaseificadores de leito borbulhante são similares ao de leito circulante, podendo ser utilizado o mesmo modelo de reator. A principal diferença consiste na aplicação de veloci-

dades mais baixas do agente de gaseificação para que as partículas sólidas fiquem suspensas no reator. Com isto, o gás produzido deixa o reator com menor concentração de partículas sólidas de biomassa, não necessitando de um ciclone para retorna-las ao sistema (Patra and Sheth, 2015; Lemos, 2020).

As principais vantagens dos gaseificadores de leito fluidizados são a elevada flexibilidade em relação à taxa de alimentação do combustível, a alta capacidade volumétrica, o fácil controle da temperatura do leito e a operação com ampla variedade na composição do combustível (alto conteúdo de cinzas e humidade). Como desvantagens tem-se que a temperatura do leito está limitada pela temperatura de sinterização das cinzas, havendo a possibilidade de existir alta concentração de partículas no gás produzido com elevados teores de carbono nas cinzas e possíveis problemas com o alcatrão durante o arrefecimento do gás até temperaturas relativamente baixas (Ramírez and Martínez, 2007).

É feita uma comparação entre os reatores que utilizam leito móvel e fluidizados em Warnecke (2000), baseado na tecnologia, restrição em relação ao tamanho da biomassa, exigências energéticas, ambientais e econômicas, mostrando que não há uma vantagem significativa de um em relação ao outro.

A Tabela 2.1 mostra a concentração de particulados e alcatrão no gás produzido para cada tipo de gaseificador utilizado.

Tabela 2.1: Concentração de particulados e alcatrão no gás produzido para cada tipo de gaseificador utilizado.

Tipo de gaseificador		Particulados [g/m ³]			Alcatrão [g/m ³]		
		Mín.	Máx.	Faixa Rep.	Mín.	Máx.	Faixa Rep.
Leito móvel	<i>Updraft</i>	0.1	3	0.1 - 1.0	1	150	20 - 100
	<i>Downdraft</i>	0.01	10	0.1 - 0.2	0.04	6	1.0 - 1.2
	<i>Crossdraft</i>			0.1 - 9			0.09 - 6
Leito fluidizado	Borbulhante	1	100	2 - 20	< 0.1	23	1 - 15
	Circulante	8	100	10 - 35	< 1	30	1 - 15

Fonte: Adaptado de Lora et al. (2004, 2012)

A definição do tipo de reator a ser utilizado requer um estudo em relação a alguns fatores como as propriedades da biomassa a ser usada como combustível, qualidade do PCI do gás, agente de gaseificação, temperatura de saída do gás e teor de impurezas do gás entre outros fatores (Patra and Sheth, 2015).

2.2 Agente de gaseificação e aplicações

Entre outros fatores já citados, as propriedades do gás produzido por um gaseificado também dependem do agente de gaseificação. Este interfere na composição do gás, distribuição de temperaturas nas zonas de reações e principalmente em seu poder calorífico. Os principais agentes de gaseificação utilizados são: ar, vapor d'água, oxigênio e hidrogênio.

A Tabela 2.2 mostra a classificação do gás produzido por gaseificadores de acordo com seu poder calorífico, relacionando-os com os agentes de gaseificação. Por ser mais acessível, o ar é o agente de gaseificação mais utilizado e não contribui para o aumento de particulados e alcatrão, apesar de ter a desvantagem do azoto introduzido junto com o ar fazer seu poder calorífico ser prejudicado (Lora et al., 2012; McKendry, 2002).

Tabela 2.2: Classificação do poder calorífico de gás produzido e agente de gaseificação utilizado.

Classificação	Poder calorífico [MJ m ⁻³]	Agente de gaseificação
Baixo	4 - 6	Ar e Ar/Vapor
Médio	12 - 18	Oxigênio e Vapor
Alto	40	Hidrogênio

Fonte: McKendry (2002)

A Figura 2.5 mostra um fluxograma com as principais aplicações do gás produzido de acordo com seu poder calorífico. Gases de baixo poder calorífico são mais empregados em motores, podendo ser sua finalidade destinada aos mais variados tipos de processos como geradores, compressores, bombas d'água e etc. Gases com um poder calorífico médio ou alto são destinados a processos químicos como produção de hidrogênio para células combustíveis, metanol e síntese de combustíveis.

A Tabela 2.3 mostra os níveis de impurezas aceitáveis para a utilização do gás produzido nos mais comuns tipos de tecnologias. Mecanismos de controle são utilizados para a filtração/remoção dos níveis de impurezas.

2.3 Zonas de reações

Em um gaseificador do tipo *downdraft*, a sequência de reações que ocorrem, de cima para baixo, são: secagem, pirólise, oxidação e redução. A humidade da biomassa é extraída durante o processo de secagem que, juntamente com o processo de pirólise, utiliza do calor libertado pelo processo de oxidação. O gás é produzido durante o processo de redução.

Durante o processo de secagem a humidade presente na biomassa é transformada em vapor d'água na faixa de 100-200 °C (Yin et al., 2012). Essa conversão acontece devido ao

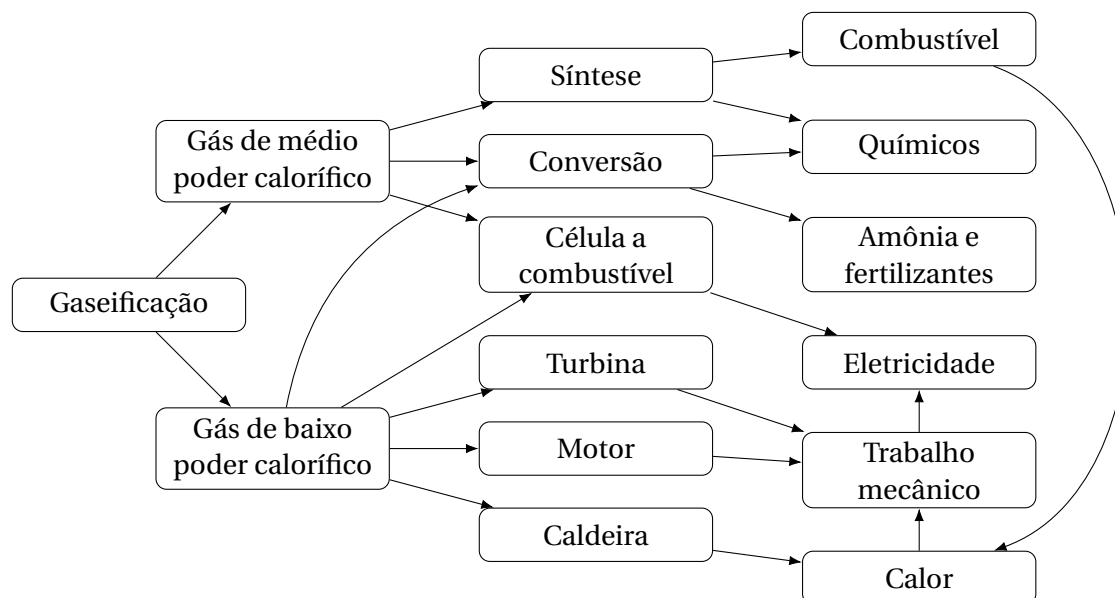


Figura 2.5: Aplicações da gaseificação da biomassa de acordo com o poder calorífico do gás.

Fonte: Adaptado de Bridgwater (2003)

Tabela 2.3: Requerimentos de qualidade do gás de gaseificação de biomassa para diferentes aplicações tecnológicas.

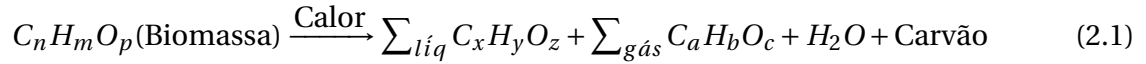
	Dimensões	Particulados	Alcatrão
Unidades	μm	$mg \cdot m^{-3}$	$mg \cdot m^{-3}$
Motor de combustão interna	< 3 - 10	< 50	< 100
Turbina a gás	< 5	< 30	-
Síntese de metano	-	< 0.2	< 0.1
Células a combustível	-	-	< 1

Fonte: Adaptado de Lora et al. (2004).

calor libertado pela zona de oxidação, que é transmitido para a biomassa depositada na zona de secagem. A quantidade de humidade libertada pela biomassa é igual a quantidade de vapor d'água gerado, e o calor utilizado provém do processo de oxidação. Biomassas com alto teor de humidade produzem mais vapor d'água e exigem mais calor para o processo de secagem.

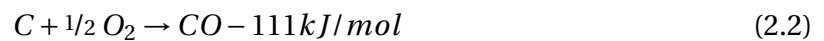
No processo de pirólise, as moléculas da biomassa são decompostas em gases condensáveis, alcatrão e carvão. O processo ocorre na faixa de 200-700 °C, sem a presença de oxigênio e os gases condensáveis são decompostos em gases não condensáveis (CO , CO_2 , H_2 e CH_4), água e carvão (Basu, 2010). A decomposição ocorre entre a fase gás-gás para reações homogêneas e entra a fase gás-sólido para as reações heterogêneas. O vapor condensável é

craqueado em gases não condensáveis permanentes (CO e CO_2). O processo de pirólise da biomassa é representado pela equação Eq. (2.1).



O calor libertado durante a oxidação é utilizado nos processos de secagem, pirólise e outras reações endotérmicas que ocorrem durante redução. O processo de oxidação acontece na faixa de $800-1400^\circ C$ (Basu, 2010). A oxidação parcial do carvão (C) produz monóxido de carbono e calor (Eq. (2.2)), enquanto a total oxidação do carvão produz dióxido de carbono e mais calor (Eq. (2.3)). O total de calor libertado durante a total oxidação é três vezes maior do que o libertado durante a oxidação parcial.

Oxidação parcial



Oxidação total

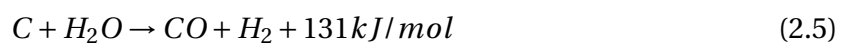


As principais reações da gaseificação ocorrem durante o processo de redução (Basu, 2010). O gás combustível é formado durante o processo de redução através das reações.

Reação de Boudard



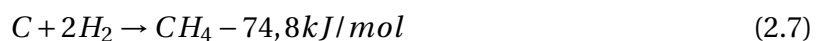
Reação Água-Gás



Reação de *shift* Água-Gás



Reação do Metano



Reações endotérmicas e exotérmicas acontecem durante o processo de redução. As reações de Boudard e Água-Gás são endotérmicas (Eqs. (2.4) e (2.5)), enquanto que as reações

de *shift* e do metano são exotérmicas (Eqs. (2.6) e (2.7)). As Eqs. (2.2) - (2.7) foram retiradas de Susastriawan et al. (2017).

2.4 Parâmetros da gaseificação

Alguns parâmetros são importantes para a definição do *design* e operação dos gaseificadores do tipo *downdraft*. Características da biomassa como sua composição, teor de umidade e tamanho médio devem ser conhecidos para a definição dos aspectos geométricos do gaseificador. Para a qualidade do gás e sua eficiência, parâmetros como a taxa de consumo de ar, a temperatura de gaseificação e a taxa de consumo de biomassa apresentam grande influência (Susastriawan et al., 2017).

2.4.1 Propriedades da biomassa

Em gaseificadores do tipo leito fixo existe uma limitação quanto ao tamanho da biomassa (Kaupp and Goss, 1981). Biomassas com tamanhos menores aumentam significativamente a eficiência do processo de gaseificação, além de render mais gás combustível produzido do que biomassas de tamanhos maiores para o mesmo tempo de gaseificação. Além disso, a área de transferência de calor aumenta, melhorando assim a libertação de material volátil na zona de pirólise (Hernández et al., 2010). Problemas com a queda de pressão e alto teor de poeira no gás combustível produzido também podem ocorrer. Biomassas com tamanhos maiores reduzem a sua reatividade, causam problemas para iniciar o sistema e obstruções no gaseificador (Hernández et al., 2010), o que reduz a taxa de produção do gás combustível (Patel et al., 2014). Com uma menor reatividade da biomassa, mais carvão e alcatrão são produzidos. A homogeneidade no tamanho da biomassa afeta o desempenho, onde gaseificadores com uma maior homogeneidade de biomassa apresentam uma melhor eficiência.

Segundo McKendry (2002), o tamanho médio da biomassa recomendado depende das dimensões do gaseificador, porém é geralmente de 10% a 20% do diâmetro da construção.

A qualidade do gás combustível produzido em relação ao seu poder calorífico também pode ser afetado pelo teor de umidade da biomassa, onde um alto teor de umidade produz um gás com baixo poder calorífico (Wood and Branch, 1986). Biomassas com um teor maior do que 30% de umidade reduzem o poder calorífico do gás produzido devido a pirólise incompleta, uma vez que mais calor é exigido na zona de secagem. Para se obter um gás com um maior PCI, o teor de umidade da biomassa deve ser <15-20%, sendo necessário em alguns casos a secagem da biomassa antes de ser inserida no gaseificador (McKendry, 2002; Patra and Sheth, 2015).

2.4.2 Razão de equivalência e a temperatura de gaseificação

Na maioria dos processos de gaseificação o ar é utilizado por ser mais barato e mais disponível. Um importante parâmetro relacionado ao consumo de ar no gaseificador é a razão de equivalência. A razão de equivalência é definida como a razão entre a quantidade de ar utilizado no processo de gaseificação pela quantidade de gás necessário para a completa combustão da biomassa (Reed and Das, 1988).

A temperatura de gaseificação pode ser afetada pela razão de equivalência, dado que um aumento na razão de equivalência realça o processo de combustão na zona de oxidação (Guo et al., 2014). Uma alta temperatura de gaseificação aumenta a quebra do alcatrão e produz mais gases de combustão, aumentando assim o poder calorífico do gás produzido (Liu et al., 2012). A zona de oxidação é a que apresenta as maiores temperaturas enquanto para as demais zonas ocorre uma oscilação na temperatura devida a natureza auto regulável dos gaseificadores (Balu and Chung, 2012).

A Figura 2.6 mostra a variação da temperatura de reação adiabática no eixo vertical ($^{\circ}\text{C}$ e K) pela razão de equivalência no eixo horizontal (representado por ϕ). Essa é uma temperatura teórica, que seria alcançada caso a quantidade específica de ar presente no processo estabelecesse um equilíbrio com a biomassa (Reed and Das, 1988). A figura também relaciona em que faixa desses valores ocorrem o processo de pirólise, gaseificação e combustão.

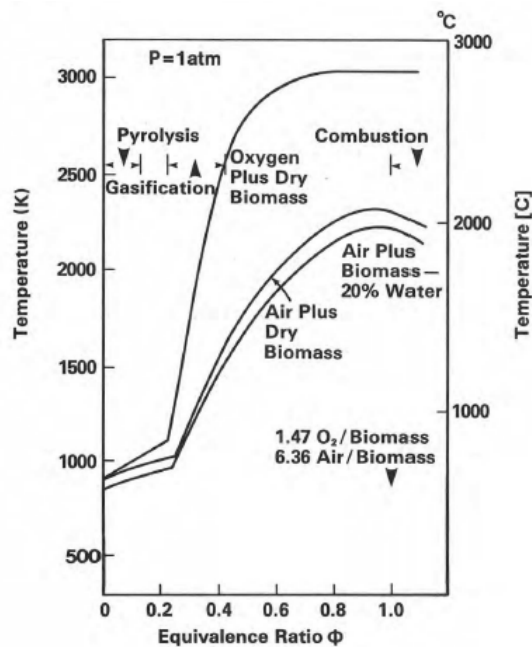
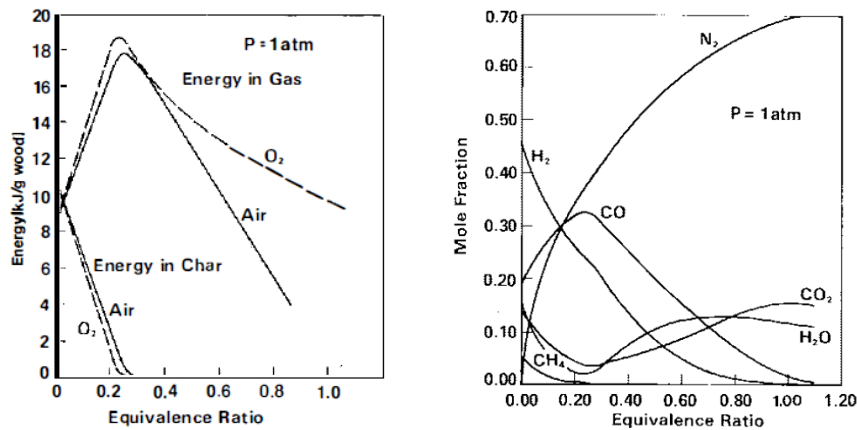


Figura 2.6: Variação da temperatura de reação adiabática pela razão de equivalência (ϕ).

Fonte: Reed (1979)

A Figura 2.7 mostra, em relação a razão de equivalência, a variação da quantidade de energia ainda contida na biomassa e convertida de sólido para gás (2.7(a)) e a variação da composição do gás (2.7(b)). De acordo com os gráficos apresentados, é desejado um valor próximo

a 0.25 para a razão de equivalência, já que, teoricamente, para esse valor a fração de energia da biomassa já foi convertida para o gás. Para valores menores, parte da energia da biomassa não é convertida, e para valores maiores o gás combustível produzido começa a ser consumido dentro do gaseificador, com um rápido aumento da temperatura (Reed and Das, 1988). Para um processo efetivo de gaseificação, valores práticos da razão de equivalência ficam na faixa de 0.2 a 0.4 (Kaupp and Goss, 1981). Segundo Olgun et al. (2011), o processo de gaseificação é tomado pela pirólise para razões de equivalência menores do que 0.2 e pela combustão para valores acima de 0.4.



(a) Quantidade de energia ainda contida na biomassa e convertida de sólido para gás pela razão de equivalência.

(b) Composição do gás produzido pela razão de equivalência.

Figura 2.7: Variação da propriedade do gás de acordo com a razão de equivalência (ϕ).

Fonte: Reed (1979)

2.4.3 Consumo de biomassa

A taxa de consumo de biomassa é afetada pela quantidade de ar injetado e o tamanho da biomassa, sendo proporcional ao primeiro e inversamente proporcional ao segundo (Tinaut et al., 2008). Com o aumento da quantidade de ar injetado, a disponibilidade de oxigênio aumenta, o que causa um conseqüente aumento da taxa de oxidação do gaseificador.

Quanto menor o tamanho médio da biomassa consumida, maior a relação entre a área da biomassa por seu volume. Esse aumento de área disponível também causa um aumento na taxa de oxidação do gaseificador (Susastriawan et al., 2017).

2.4.4 Eficiência do processo de gaseificação

A eficiência do gás produzido pode ser calculado de duas maneiras: a quente e a frio. A eficiência a quente corresponde ao quociente do somatório entre a energia sensível e química do gás produzido, e a energia química (poder calorífico) do combustível gaseificado. A

eficiência a frio refere-se somente ao quociente entre a energia química do gás e a energia química do combustível. Para efeitos de comparação de rendimentos entre gaseificadores, a maioria dos autores prefere considerar a eficiência a frio, porque esta evita a obtenção de valores equivocados influenciados pelo valor do calor sensível do gás, que na realidade não é o objetivo mais importante do processo (Lora et al., 2012).

A eficiência do gás a frio pode ser calculada na Eq. (2.8) (Guo et al., 2014).

$$\eta_g = \frac{HV_g \times v_g}{HV_b} \times 100\% \quad (2.8)$$

O termo HV_g é o poder calorífico do gás produzido ($kJ \cdot m^{-3}$), HV_b é o poder calorífico da biomassa ($kJ \cdot kg^{-1}$) e o termo v_g é a volume específico de gás produzido ($m^3 \cdot kg^{-1}$).

2.5 Melhorias do processo de gaseificação

Para otimizar o processo de gaseificação e/ou melhorar a qualidade do gás, algumas modificações podem ser feitas no *design* básico do gaseificador. Essas melhorias são feitas no tipo de alimentação da biomassa, na entrada do ar como agente de gaseificação, na recirculação do gás produzido e no sistema de remoção dos produtos da combustão (grelha). Susastriawan et al. (2017) apresenta uma revisão dos principais trabalhos e as respectivas melhorias.

Foram selecionados alguns pontos relevantes do trabalho e aqui serão citados alguns deles. Todas as melhorias requerem sistemas mais complexos de utilização e instalação.

Abastecimento da biomassa Alguns sistemas de gaseificação contam com mecanismos que automatizam o transporte da biomassa entre o reservatório e o reator para otimizar o processo de reabastecimento da biomassa consumida pelo gaseificador no reservatório. Nesses sistemas o reservatório fica separado do gaseificador. Os principais meios utilizados são: correia transportadora, transportador pneumático e/ou transportador de parafuso sem fim. A utilização desse sistema tem como vantagem uma uniformidade maior do nível de biomassa no reator e não necessidade do abastecimento manual (Susastriawan et al., 2017).

Entrada de ar O aumento do número de estágios de entrada de ar é utilizado para aumentar a temperatura nas zonas de reações do processo de gaseificação, bem como manter uma maior uniformidade do perfil de temperatura do gaseificador. O uso de múltiplo estágios de entrada de ar em gaseificadores reduz a produção de alcatrão fornecendo um gás mais limpo (Guo et al., 2014). É mais comum a utilização de dois a três estágios de entrada de ar, porém existem relatos de até quatro estágios em alguns trabalhos (Kallis et al., 2013). Apesar do mais comum ser a entrada de ar ser através de tubos

perpendiculares ao gaseificador, em sistemas que utilizam mais de um estágio de entrada de ar, uma dessas entradas pode ser por um tubo paralelo no centro do gaseificador e com a saída de ar nas zonas de oxidação ou pirólise. Essa configuração é mais utilizada em gaseificadores abertos (biomassa fica exposta ao meio externo), como o caso estudado em Bhattacharya et al. (2001). Outro modo de melhorar o desempenho do gaseificador através da alimentação de ar como agente de gaseificação é o seu pré-aquecimento. A utilização de um pré-aquecimento do agente de gaseificação aumenta a temperatura interna do gaseificador, além de aumentar a quantidade de gás produzido, sua qualidade e a eficiência do gás a frio (Guangul et al., 2012).

Recirculação do gás produzido Outro modo de melhorar o desempenho do gaseificador através de mudanças em seu *design* é a implementação de um sistema de recirculação do gás produzido dentro do próprio gaseificador. Esse sistema faz com que o gás produzido tenha um contato indireto com a zona de secagem e/ou o reservatório de biomassa. Ao mesmo tempo em que a humidade da biomassa é reduzida, o gás produzido tem sua temperatura diminuída ao perder calor, o que é atrativo para os casos em que o gás produzido será utilizado em motores de combustão interna (Susastriawan et al., 2017).

Grelha de separação Como dito anteriormente, a grelha tem como objetivo a separação, por gravidade, dos produtos da biomassa do gás produzido. Mecanismos de movimento para a grelha são utilizados para evitar a obstrução da passagem do gás por esses produtos. Os principais tipos de grelhas automatizadas são: grelhas com movimento manual, grelhas com vibração e grelhas rotativas. Grelhas com movimento natural são dimensionadas para permitir sua movimentação sem a utilização de algum tipo de mecanismo. Em grelhas com vibrações, dimensiona-se uma unidade responsável por vibrar a grelha num intervalo de tempo fixo. Para as grelhas rotativas são utilizados motores (Susastriawan et al., 2017).

2.6 Utilização do gás em motores de combustão interna

Motores de combustão interna precisam ser regulados para que a correta quantidade de gás entre nos cilindros. Um mecanismo de mistura de gás/ar (carburador) é utilizado e, então, essa mistura é sugada para a zona de combustão durante os movimentos do pistão (Reed and Jantzen, 1979).

A utilização do gás produzido pela gaseificação da madeira em motores de combustão interna diminui sua potência térmica. Um dos motivos dessa diminuição acontece pelo baixo PCI do gás quando comparado aos combustíveis padrão. A potência térmica da mistura gás/ar é cerca de 70% da potência proporcionada por combustíveis líquidos quando utilizada a razão estequiométrica. O excesso, ou a falta de ar, fazem com que essa potência

diminua ainda mais. Um aumento, por exemplo, de 20% de ar causa uma diminuição de 10% da potência (Reed and Jantzen, 1979).

Outras causas da diminuição da potência térmica estão associadas às propriedades da combustão, como por exemplo a diminuição do volume do gás no momento da combustão. Isso acontece de modo inverso aos combustíveis líquidos, que tem seu volume aumentado. Essa diminuição está na faixa de 10% para o caso da razão estequiométrica e não depende da composição do gás gerado (Reed and Jantzen, 1979).

Motores com uma maior razão de pressão são utilizados para amenizar as perdas térmicas, sendo possível alcançar resultados semelhantes ao dos combustíveis líquidos quando são utilizados motores grandes e robustos. Motores com cilindros largos, com áreas de válvulas maiores, operando com carga constante e uma baixa velocidade apresentam melhores desempenhos McKendry (2002).

Outras alternativa de otimizar o desempenho do motor é o aumento da eficiência volumétrica, utilizando um compressor a ar que força a entrada de ar nos cilindros (Reed and Jantzen, 1979).

2.7 Estado da arte

Nesta secção foram selecionados estudos recentes sobre gaseificadores do tipo *downdraft*, no qual cada parágrafo trata de um estudo diferente.

O desempenho do processo de gaseificação da palha do milho foi estudado em Guo et al. (2014), onde utilizou-se de três estágios de entrada de ar e variaram-se: os parâmetros operacionais; geometria do gaseificador; razão de equivalência; e a taxa de consumo de biomassa. Como resultado obteve-se uma temperatura alta e uniforme nas zonas de redução e oxidação, melhorando a quebra do alcatrão e fazendo com que casos de obstruções fossem incomuns devido a utilização de uma grelha rotativa. A melhor condição do gás foi alcançada para uma taxa de consumo de biomassa de 7.5 kg/h e uma razão de equivalência entre 0.25 - 0.27, com um valor de 5400 kJ/m^3 para PCI e uma eficiência do gás a frio de 65%. O aumento da razão de equivalência implicou um consequente aumento da temperatura no gaseificador e uma diminuiu na produção de alcatrão, onde o menor valor foi de 0.52 g/m^3 para a razão de equivalência de 0.32. Entretanto um aumento excessivo da temperatura levou a uma diminuição da qualidade final do gás.

Uma revisão a respeito de gaseificadores do tipo *downdraft* foi feita em Patra and Sheth (2015), para os principais modelos matemáticos utilizados para prever o comportamento operacional do sistema, emissões durante as condições normais de operação e mudança do tipo de combustível. Os modelos discutidos são: equilíbrio termodinâmico; transporte e cinético; CFD (*Computational fluids dynamics*); ANNs (*Artificial neural networks*); e o programa ASPEN Plus. O modelo do equilíbrio termodinâmico é o mais utilizado em trabalhos por ser mais simples, porém não apresenta a condição real do que acontece dentro do ga-

seificador ao realizar aproximações, o que gera resultados menos confiáveis. Modelos mais confiáveis, como o cinético, devem ser mais utilizados por apresentarem resultados mais próximos à realidade. É ainda discutido o panorama da utilização da gaseificação da biomassa na Índia, apresentando ainda um breve resumo sobre o processo da gaseificação e seus tipos.

O efeito de um mecanismo automático para vibração da grelha de um gaseificador foi estudado em Rubio and Jaojaruek (2016). Esse mecanismo evita obstruções da grelha e o objetivo do estudo foi comparar os resultados com um gaseificador que não possui o mecanismo. Utilizou-se de um gaseificador de estágio único, abastecido com lascas de madeira e ar como agente de gaseificação. Durante o processo foi atingida a temperatura de 900°C , favorável a quebra do alcatrão. Comparado com o gaseificador que não utilizou o mecanismo, a produção de alcatrão diminuiu consideravelmente, reduzindo de $0.9 - 1 \text{ g}/\text{m}^3$ para $0.17 - 0.25 \text{ g}/\text{m}^3$.

A variação da biomassa para um mesmo gaseificador foi estudada em Susastriawan et al. (2019), onde utilizou-se três estágios de entrada de ar e as biomassas combustíveis foram: casca de arroz; serragem; e uma mistura entre os dois (1:1 em massa). As variações de biomassas foram feitas, cada uma, para três razões de equivalência: 0.15; 0.2; e 0.25. Avaliou-se o perfil de temperatura do gaseificador, a taxa de consumo de biomassa, a composição final do gás, o valor de PCI e a eficiência do gás a frio. Os melhores valores de razão de equivalência para a casca do arroz, serragem e a mistura foram, respectivamente, 0.15, 0.2 e 0.2. Para essas razões, os valores de PCI foram 3.13 , 2.69 e $0.35 \text{ MJ}/\text{m}^3$, e as eficiências foram de 72.73%, 69.27% e 82.08%, seguindo a mesma ordem.

Um trabalho experimental com um gaseificador que utilizou lignite e serragem como biomassas combustíveis foi feito em Upadhyay et al. (2019). Foram selecionadas sete razões de equivalência (0.2 - 0.386) para se observarem: as variações do consumo de biomassa; consumo de ar; PCI; eficiência do gás a frio; formação de alcatrão; e a proporção de particulados presente no gás. Desenvolveu-se um modelo utilizando o equilíbrio termodinâmico para prever a composição do gás e comparar com os resultados experimentais. A temperatura de gaseificação cresceu proporcionalmente ao crescimento da razão de equivalência e os valores de PCI e de eficiência do gás a frio ficaram, respectivamente, nas faixas de $4.07 - 4.95 \text{ MJ}/\text{m}^3$ e 50.7% - 80.03%.

O efeito da introdução de mais dois estágios de entrada de ar em um gaseificador foi estudado em Saleh et al. (2020). O sistema foi abastecido com resíduos sólidos urbanos e as entradas de ar adicionais foram colocadas nas zonas de oxidação e redução. Manteve-se uma razão de equivalência de 0.4 para as duas novas entradas. Os valores de PCI, eficiência do gás a frio, quantidade de gás produzido e concentração de alcatrão variaram, respectivamente, de $3667 \text{ kJ}/\text{kg}$, 61,32%, $2.53 \text{ m}^3/\text{kg}$ e $146.98 \text{ mg}/\text{m}^3$ para os valores de $4317 \text{ kJ}/\text{kg}$, 70.14%, $2.568 \text{ m}^3/\text{kg}$ e $57.29 \text{ mg}/\text{m}^3$.

O efeito do aumento do fluxo de ar em um gaseificador que consome palha de arroz como

biomassa foi estudado em Singla et al. (2020). A biomassa tem como taxa de humidade, massa específica e poder calorífico, respectivamente, 10.8%, 895 kg/m^3 e 15.21 MJ/kg . O aumento do fluxo de ar de 0.0022 para 0.0042 m^3/s elevou em 63.3% no consumo de biomassa.

Uma revisão dos principais trabalhos práticos sobre gaseificadores do tipo *downdraft* foi feita em Susastriawan et al. (2017). O objetivo foi mostrar para cada trabalho: os parâmetros geométricos do gaseificador; as características da biomassa combustível; os parâmetros do processo; e suas principais vantagens e desvantagens. Também foi discutido a respeito das zonas de reações de um gaseificador, seus principais parâmetros operacionais e possíveis mudanças na geometria que causariam melhorias na qualidade do gás produzido. Esse artigo foi o mais completo estado da arte a respeito de gaseificadores do tipo *downdraft*.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

Neste capítulo é apresentado o funcionamento do sistema que irá produzir o gás para abastecer o motor, assim como os métodos utilizados para seu dimensionamento.

Os componentes do sistema são: gaseificador, permutador de calor e o filtro. A Figura 3.1 mostra a organização dos componentes de acordo com o caminho que o gás irá seguir até alimentar o motor.

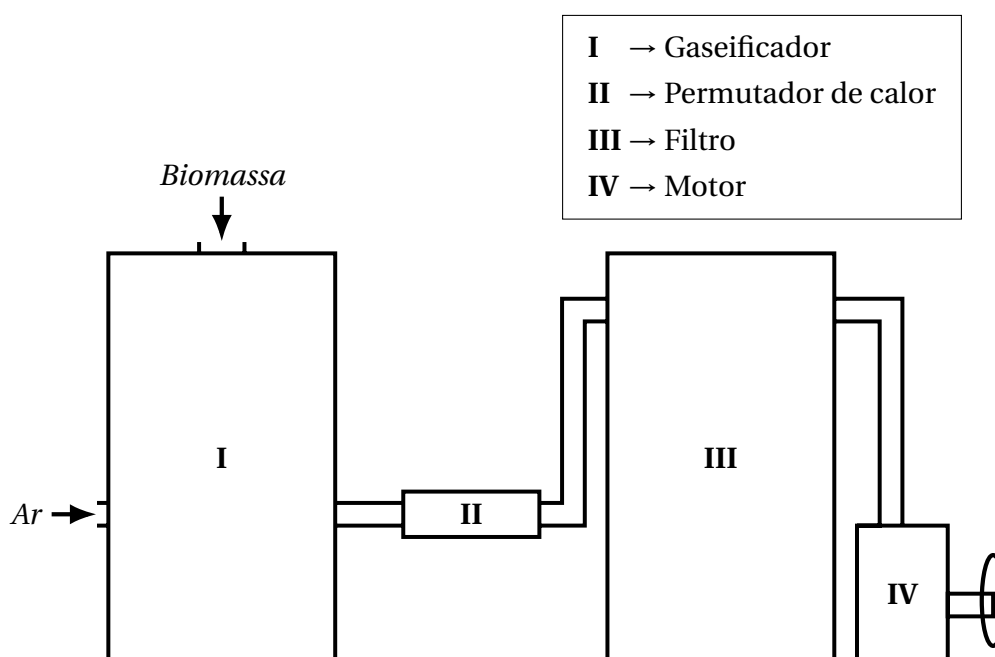


Figura 3.1: Esquema representativo do funcionamento do sistema responsável por gerar o gás com seus respectivos processos.

O combustível necessário para gerar o gás (biomassa) e o agente de gaseificação (Ar) são inseridos no gaseificador e o gás é gerado. Em seguida o gás passa pelo permutador de calor, onde irá perder calor para o meio externo e ter sua temperatura diminuída. Esse processo é necessário porque, de acordo com Reed and Jantzen (1979), a temperatura do gás ao sair do gaseificador fica na faixa de 300°C a 400°C. Assim, é necessário baixar a temperatura do gás até 40°C, aumentando densidade energética e se tornando mais adequada para o

funcionamento do motor (Rajvanshi, 1986).

Como último passo antes de abastecer o motor, o gás passa por um filtro, que tem como objetivo diminuir ao máximo as impurezas presentes no gás que podem ser prejudiciais ou causar desgastes ao motor.

O sistema foi dimensionado para que se tenha uma construção simples e com materiais acessíveis, utilizando ar com o agente de gaseificação e madeira como biomassa para o consumo no gaseificador. O motor é o responsável pela circulação do gás produzido por todos os componentes, sendo o vácuo criado pelo movimento dos pistões responsáveis por isso.

A quantidade de gás produzida pelo sistema relatada aqui é a máxima para suas respectivas dimensões, sendo possível abastecer necessidades menores de gás caso necessário. Isso foi utilizado como estratégia para que sempre se tenha um sistema sobredimensionado para que nunca falte gás ao motor.

Os métodos aqui demonstrados foram repetidos para diferentes faixas de dimensões do sistema de gaseificação para alimentar diferentes tamanhos de motores, no qual todos os parâmetros constantes utilizados nos cálculos serão explicitados.

3.1 Propriedades do gás

As propriedades termodinâmicas da composição final do gás produzido são necessárias para o dimensionamento do permutador de calor. A Tabela 3.1 mostra a proporção da composição do gás produzido pelo gaseificador para condições de pressão e temperaturas normais, apresentando valores em percentagem. São considerados apenas os principais gases em sua composição, o que faz com que o somatório final tenha 99.2% do total do gás.

Tabela 3.1: Composição do gás produzido.

Gás	Fração mássica
CO_2	20%
CO	21%
H_2	2%
N_2	57%

Fonte: Reed and Jantzen (1979)

Para o gás produzido, é necessário obter os valores da massa específica (ρ_g), calor específico (C_{p_g}), condutividade térmica (K_g) e a viscosidade dinâmica (μ_g). A Eq. (3.1) mostra como esses valores são obtidos, onde se faz a soma dos produtos entre as propriedades desejadas de cada componente do gás (γ) e sua respectiva percentagem mássica (λ), sendo isso dividido pela soma total da composição mássica do gás.

Os valores das propriedades de cada gás foram obtidos através de tabelas presentes em Bergman (2000).

$$\theta = \frac{\sum_{i=1}^4 \gamma_i \times \lambda_i}{\sum_{i=1}^4 \lambda_i} \quad (3.1)$$

De acordo com Reed and Jantzen (1979), a temperatura do gás ao sair do gaseificador fica na faixa de 300°C a 400°C, sendo a temperatura de 40°C ideal para a alimentação do motor. Sendo assim, as propriedades dos gases foram consultadas no valor de 220°C, que é a média aritmética das temperaturas de saída do gaseificador (considerada 400°C) e de entrada no motor.

As propriedades do gás produzido são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Propriedades termofísicas do gás produzido.

Propriedade	Valor	Unidade
ρ_g	0.751	$kg \cdot m^{-3}$
C_{p_g}	1.257	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
K_g	247.07×10^{-7}	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ_g	40.48×10^{-3}	$N \cdot s \cdot m^{-2}$

3.2 Dimensionamento do gaseificador

Para o dimensionamento do gaseificador foram utilizados os procedimentos adotados por Kjellström et al. (1986), Reed and Jantzen (1979) e Venselaar (1982). O gaseificador é do tipo de leito móvel, *downdraft* e com dois estrangulamentos/constrições (*double throat*). Projetou-se para ser abastecido com pedaços de madeira pequenos e com baixo teor de humidade (<14%), utilizando ar como agente de gaseificação. A utilização de *pellets* de madeira seria o tipo de biomassa ideal para seu funcionamento.

As características geométricas do gaseificador foram referenciadas do protótipo já construído por Lemos (2020), uma vez que testes práticos mostraram a eficácia desse modelo na produção de gás, Kjellström et al. (1986); Reed and Jantzen (1979); Venselaar (1982); Reed and Das (1988). Os resultados do dimensionamento foram calculados para o perfil circular, podendo ser futuramente convertido para um gaseificador com o perfil retangular. O gaseificador é dividido em duas partes: lareira e reservatório. A Figura 3.2 mostra as principais dimensões do gaseificador, no qual as dimensões d_h , d_m , d_r , d_{rh} , h_h , h_r e α são referentes a lareira, e as dimensões H_r e D_r correspondem ao reservatório. A biomassa é alimentada pela parte superior do gaseificador e a entrada de ar é a altura da primeira constrição do

gaseificador. A grade é responsável pela separação, por gravidade, entre os produtos sólidos dos processos da biomassa e o gás produzido. No fundo do gaseificador são depositadas as cinzas e os produtos provenientes desse processo. Na parte lateral inferior do gaseificador há uma abertura para que se facilite a limpeza desses produtos.

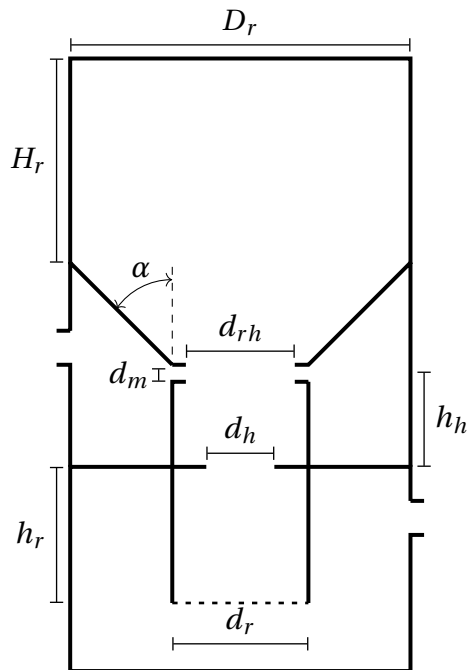


Figura 3.2: Principais dimensões do gaseificador.

A Figura 3.3 mostra o fluxograma com os passos do dimensionamento do gaseificador, onde, para ambas as partes, o procedimento tem início calculando-se a quantidade de gás produzido pelo gaseificador necessário para abastecer o motor (a). Para a lareira o processo tem continuidade dimensionando o diâmetro da menor área de seção transversal d_h (construção) através do conceito de carga da lareira (b). Em seguida encontram-se as demais dimensões ao se aplicar as relações empíricas e recomendações apresentadas para gaseificadores *downdraft* (c). Já para o reservatório, a quantidade de gás necessária ao motor é utilizada para se estimar o montante de biomassa necessária para suprir o gaseificador num determinado intervalo de tempo (d). Desse modo é possível definir a capacidade requerida para o reservatório (e).

Toda a superfície interna do recipiente de combustível entra em contato com os gases libertados pelas reações químicas, entre eles gases que contêm ácidos (como ácido acético). Dessa maneira, o material constituinte do sistema deve ser projetado para evitar possível corrosão causada por esses gases. Aço inoxidável provou ser a melhor opção de material a ser utilizado, com pouco sinal de corrosão mesmo depois de anos de uso. Um material que deve ser evitado é o alumínio, devido as reações com o hidróxido de amônio presente nos gases libertados, causando o desgaste do material e o comprometimento do bom funcionamento do sistema (Reed and Jantzen, 1979).

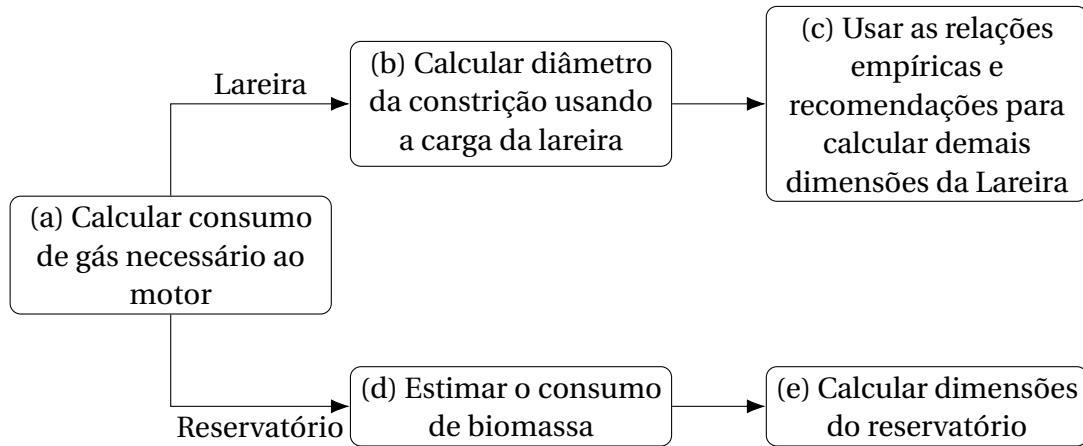


Figura 3.3: Fluxograma mostrando os passos para o dimensionamento do gaseificador.

3.2.1 Carga da lareira

O dimensionamento de um gaseificador *downdraft* está relacionado ao conceito de Carga da Lareira (*Hearth Load*). A carga da lareira volumétrica (B_h) é definida como a razão entre a quantidade de gás produzido e a área superficial da constrição, que é a menor circunferência presente na lareira pelo qual o gás produzido passará. Nesse caso sua unidade é expressa como m^3/cm^2h . A carga da lareira mássica (B_s) é definida como a quantidade de combustível seco consumido dividida pela área da constrição, e sua unidade é expressa por kg/cm^2h . A relação entre B_s e B_h é expressa na Eq. (3.2), baseando-se na suposição de que um quilograma de combustível seco produz $2.5 m^3$ de gás produzido. Para o dimensionamento foi utilizada a carga da lareira volumétrica B_h , Kjellström et al. (1986).

Este conceito também está relacionado com uma velocidade teórica (V_h) do gás produzido, que passa na região de menor circunferência da lareira, Kjellström et al. (1986). Essa relação é apresentada na Eq. (3.3).

$$B_h = 2.5 \cdot B_s \quad (3.2)$$

$$V_h = 2.78 \cdot B_h \quad (3.3)$$

Na prática, a carga da lareira para gaseificadores tem um intervalo entre um valor máximo (B_{hmax}) e um valor mínimo (B_{hmin}). Para valores acima de B_{hmax} , a qualidade do gás produzido deteriora por impurezas causadas pela poeira libertada pelo carvão. Para valores abaixo de B_{hmin} , a zona de redução não atinge a temperatura necessária para a quebra do alcatrão. A relação entre esses dois valores é importante para que o gaseificador possa trabalhar com diferentes tipos de cargas de biomassa e é um parâmetro qualitativo definido como flexibilidade do gaseificador, Kjellström et al. (1986).

Testes empíricos mostram que, para gaseificadores que utilizam madeira como combus-

tível, o valor de B_{hmax} chega a $0.9 \text{ m}^3/\text{cm}^2\text{h}$ e o de B_{hmin} varia em torno de 0.3 e $0.35 \text{ m}^3/\text{cm}^2\text{h}$. Utilizando esses valores a flexibilidade do gaseificador varia entre 2.6 e 3.0, Kjellström et al. (1986). Sendo assim, é adotado o valor conservador de $0.9 \text{ m}^3/\text{cm}^2\text{h}$ para os cálculos das dimensões que serão apresentadas posteriormente, visto que outras referências também recomendam esse valor para o tipo de gaseificador requerido, Brandini (1983).

3.2.2 Parâmetros do motor

É necessário saber a quantidade de gás produzido que será consumida pelo motor. Os dados de entrada referentes ao motor são: Cilindrada (D); rotação (N); eficiência volumétrica (η_v); e eficiência mecânica (η_m).

De acordo com a cilindrada e a rotação é possível achar o caudal máximo ar/gás para o motor através da Eq. (3.4). Adotando uma razão estequiométrica de 1.1 : 1.0 para ar/gás e, levando em consideração a eficiência volumétrica do motor, a quantidade de gás requerida pelo motor é calculada na Eq. (3.5).

$$\dot{V}_{motor} = \frac{1/2 \times N \times D}{60 \times 1000} \quad (3.4)$$

$$\dot{V}_{máx} = \dot{V}_{motor} \times \frac{1.0}{2.1} \times \eta_v \quad (3.5)$$

Com isso, calcula-se também a potência térmica do reator, Eq. (3.6). Como mencionado anteriormente, o gás produzido é de baixo poder calorífico, o que quer dizer que o valor de HV_g deve estar na faixa de $4 - 6 \text{ MJ}/\text{m}^3$. O valor a ser utilizado seguirá as recomendações e será estipulado em $4800 \text{ kJ}/\text{m}^3$. Por último, a potência máxima de saída do motor é calculada na Eq. (3.7), incluindo a eficiência mecânica do sistema.

$$P_g = \dot{V}_{máx} \times HV_g \quad (3.6)$$

$$P_M = P_g \times \eta_m \quad (3.7)$$

3.2.3 Dimensões da lareira

Com os valores da quantidade gás necessário ao motor e carga da lareira volumétrica definidos, calcula-se o diâmetro da constricção (d_h). A Eq. (3.8) fornece a área da seção transversal da constricção (A_h), que é justamente a área de diâmetro d_h . O valor de d_h é obtido pela Eq. (3.9).

$$B_h = \frac{\text{Consumo de Gás [m}^3/\text{h}]}{\text{Área Superficial da Garganta [cm}^2]} = \frac{\dot{V}_{m\acute{a}x}}{A_h} \quad (3.8)$$

$$d_h = \sqrt{\frac{\dot{V}_{m\acute{a}x} \times 4}{B_h \times \pi}} \quad (3.9)$$

A Tabela 3.3 mostra os dados extraídos de Reed and Jantzen (1979), utilizados pra gaseificadores *downdraft* com carga de lareira de $0.9 \text{ m}^3/\text{cm}^2\text{h}$ e consumo de 0.6 m^3 de ar para cada m^3 de gás produzido. As razões entre área total de entrada de ar e área da constrição da lareira (A_m/A_h) em percentagem, assim como o número de entradas de ar (n), são valores empíricos. Geralmente utilizam-se valores mais altos da relação entre áreas para menores diâmetros da constrição, enquanto valores mais baixos dessa relação são usados para maiores diâmetros da constrição. Os valores dos diâmetros de cada entrada de ar (d_m) são calculados a partir desses valores empíricos, de acordo com a Eq. (3.10). A máxima velocidade que o ar pode alcançar (V_m) é calculada através da Eq. (3.11), onde V_h é obtida pela Eq. (3.3).

Tabela 3.3: Dimensões do diâmetro das entradas de ar (d_m), velocidade do ar (V_m), relação entre áreas (A_m/A_h) e número de entradas de ar (n) da lareira de acordo com o diâmetro da constrição (d_h).

d_h [mm]	d_m [mm]	n	$100 \frac{A_m}{A_h}$	V_m [m/s]
70	10.50	3	6.70	22.40
80	9.00	5	6.30	23.80
90	10.00	5	6.00	24.80
100	11.00	5	5.60	26.80
120	12.70	5	5.60	26.80
130	13.50	5	5.40	27.80
150	15.00	5	5.00	30.00
170	14.30	7	4.95	30.50
190	16.00	7	4.95	30.30
220	18.00	7	4.70	32.00
270	22.00	7	4.65	32.30
300	24.00	7	4.50	33.50

Fonte: Adaptado de Reed and Jantzen (1979).

$$\frac{A_m}{A_h} = \frac{d_m^2}{d_h^2} \times n \quad (3.10)$$

$$V_m = \frac{0.6 \times V_h}{A_m/A_h} \quad (3.11)$$

A partir desse ponto, quatro dimensões dependentes do diâmetro da constrição d_h são obtidas pelos dados empíricos apresentados em Reed and Jantzen (1979), utilizados para gaseificadores *downdraft*. Todos eles são para a condição de carga de lareira de $0.9 \text{ m}^3/\text{cm}^2\text{h}$ e consumo de 0.6 m^3 de ar para cada m^3 de gás produzido. Os dados são discretos e foi gerada a linha de tendência polinomial de ordem 2 de cada gráfico e, conseqüentemente, a equação que rege seu comportamento.

A Figura 3.4 mostra o gráfico da relação entre áreas (A_m/A_h) e velocidade máxima (V_m) de acordo com o diâmetro da constrição (d_h), com a Eq. (3.12) mostrando o comportamento da linha de tendência dos dados discretos para um R^2 de 0.977.

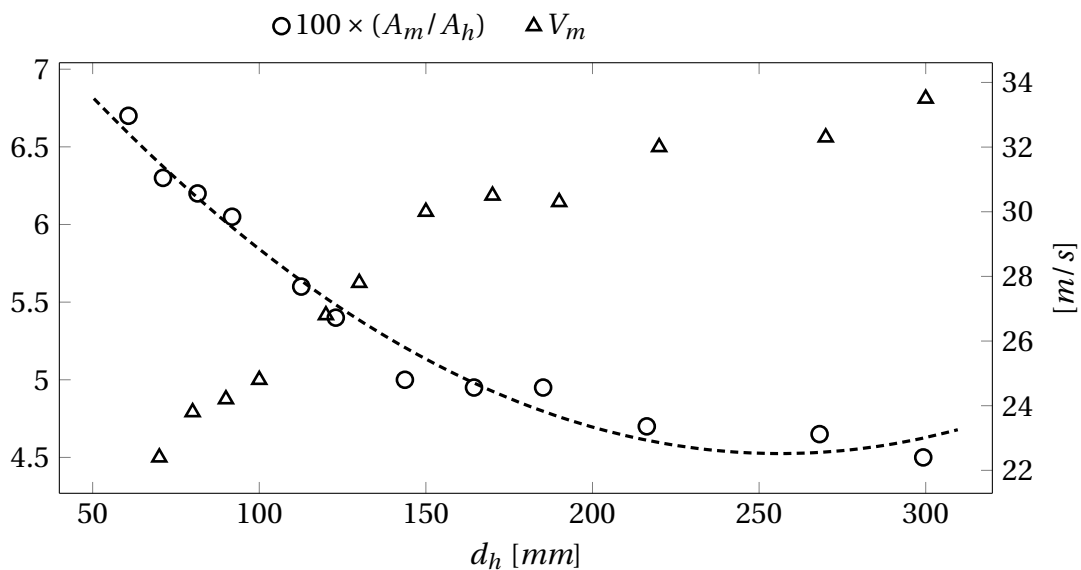


Figura 3.4: Relação entre áreas (A_m/A_h) e velocidade máxima (V_m) de acordo com o diâmetro da constrição (d_h).

Fonte: Adaptado de Reed and Jantzen (1979).

A Figura 3.5 mostra o gráfico da relação entre o diâmetro da lareira (d_r) e o diâmetro da constrição (d_h), com a Eq. (3.13) mostrando o comportamento da linha de tendência dos dados discretos para um R^2 de 0.84. A Figura 3.6 mostra o gráfico da relação a altura da lareira (h_h) e o diâmetro da constrição (d_h), com a Eq. (3.14) mostrando o comportamento da linha de tendência dos dados discretos para um R^2 de 0.95.

A Figura 3.7 mostra o gráfico da relação entre o diâmetro do anel de entrada de ar (d_{rh}) e diâmetro da constrição (d_h), com a Eq. (3.15) mostrando o comportamento da linha de

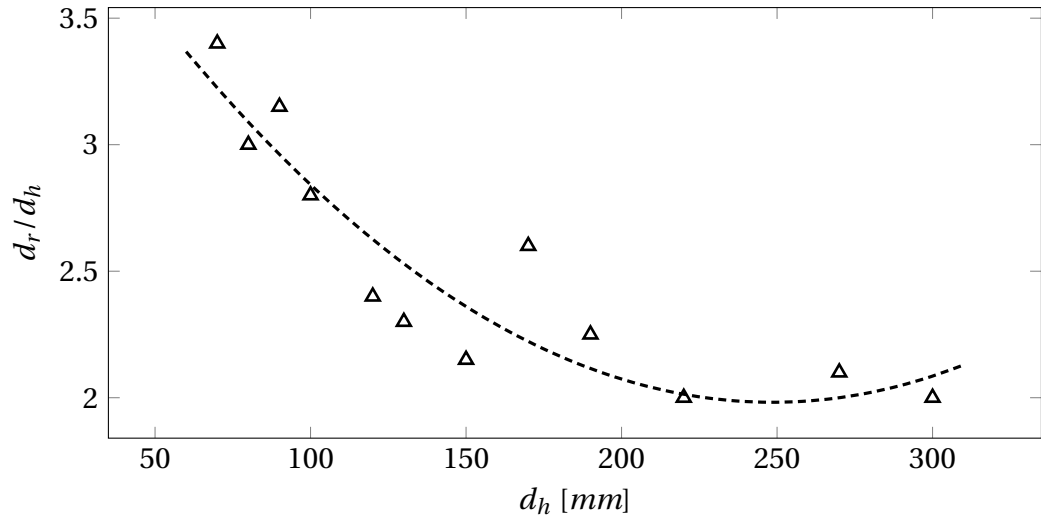


Figura 3.5: Relação entre o diâmetro da parte inferior da lareira (d_r) e o diâmetro da constrição (d_h).

Fonte: Adaptado de Reed and Jantzen (1979).

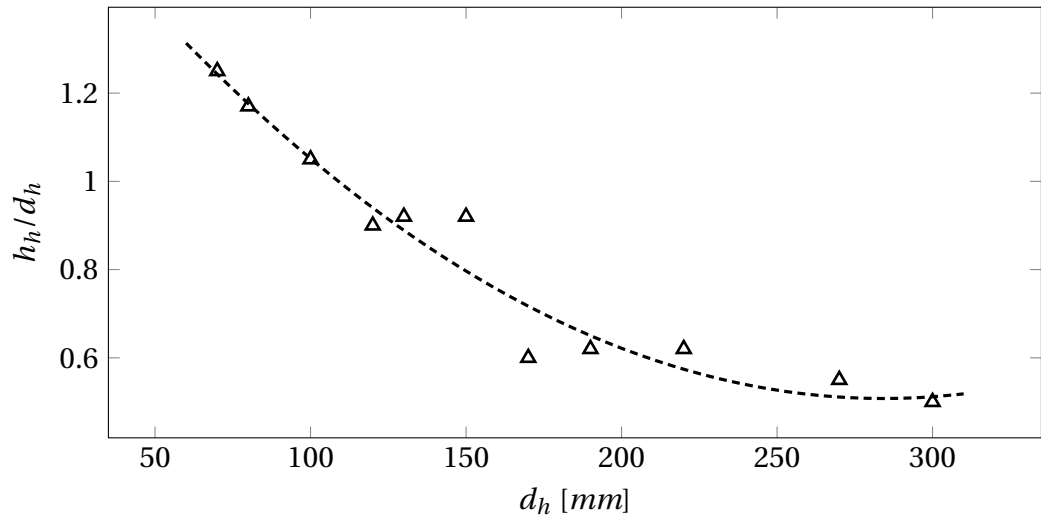


Figura 3.6: Relação entre a altura da parte inferior lareira (h_h) e o diâmetro da constrição (d_h).

Fonte: Adaptado de Reed and Jantzen (1979).

tendência dos dados discretos para um valor de R^2 de 0.78.

$$100 \times \frac{A_m}{A_h} = 5.8 \times 10^{-6} d_h^2 - 0.03d_h + 8.4012 \quad (3.12)$$

$$\frac{d_r}{d_h} = 3.9 \times 10^{-5} d_h^2 - 0.0194d_h + 4.3903 \quad (3.13)$$

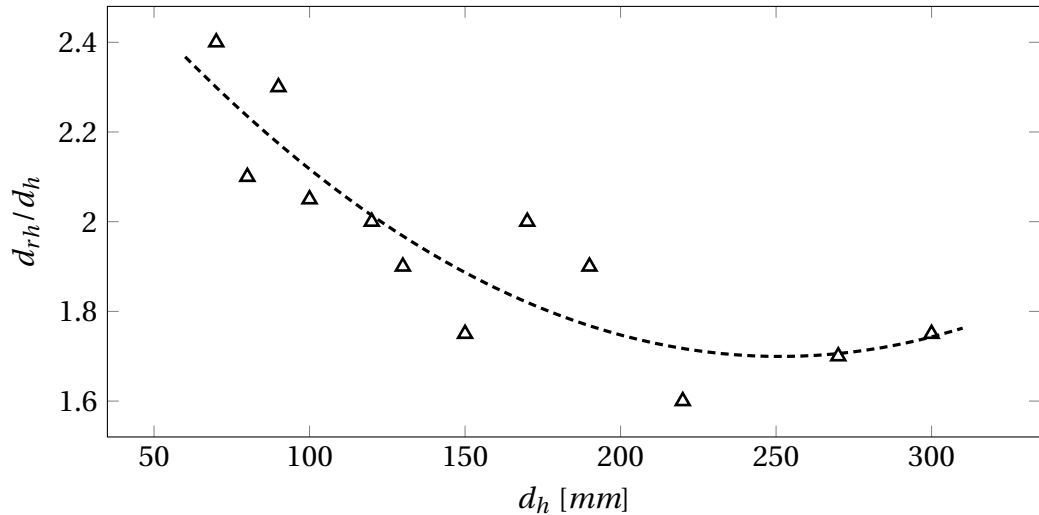


Figura 3.7: Relação entre o diâmetro do anel que contém os furos de entrada de ar (d_{rh}) e diâmetro da constrição (d_h).

Fonte: Adaptado de Reed and Jantzen (1979).

$$\frac{h_h}{d_h} = 1.6 \times 10^{-5} d_h^2 - 0.0091 d_h + 1.8017 \quad (3.14)$$

$$\frac{d_{rh}}{d_h} = 1.8 \times 10^{-5} d_h^2 - 0.0092 d_h + 2.8526 \quad (3.15)$$

Para saber as demais dimensões referentes a lareira, foram utilizadas as recomendações de Venselaar (1982), listadas a seguir:

- I. A soma das alturas $h_h + h_r$ deve ser maior do que pelo menos 20 *cm*. É recomendado o valor de 50 *cm* em Groeneveld (1980). O valor padrão utilizado é de 32 *cm* conforme Venselaar (1982);
- II. Depois do diâmetro da constrição d_h , é necessário o aumento do diâmetro para o valor de d_r ;
- III. A inclinação α deve estar entre 45° e 60°;
- IV. A velocidade de entrada do ar deve estar entre 30 – 35 *m/s*;

Desse modo, com a altura h_h já calculada, define-se a altura h_r de acordo com o Item I da lista. Será utilizado o valor de 32 *cm* para a soma de h_h e h_r . Para a inclinação α fica aberta a opção de se usar a faixa recomendada, contanto que respeite as demais dimensões da lareira.

3.2.4 Quantidade de biomassa e dimensões do reservatório

A estimativa da quantidade de biomassa a ser consumida pelo gaseificador recorre à eficiência do gaseificador (η_g), a potência térmica do reator (P_g) (calculada na Eq. (3.6)) e o poder calorífico da biomassa a ser utilizada (HV_b). O poder calorífico da biomassa varia de acordo com o teor de humidade presente em sua composição, sendo considerado aqui o caso da madeira com teor de 14% de humidade, o que proporciona um valor aproximado de 17000 kJ/kg para HV_b .

Na Eq. (3.16) calcula-se a real potência que a lareira precisa suprir considerando sua eficiência. Obtido esse valor, a Eq. (3.17) estima a quantidade de biomassa a ser consumida pelo gaseificador.

$$P_c = \frac{P_g}{\eta_g} \quad (3.16)$$

$$B_c = \frac{P_c}{HV_b} \quad (3.17)$$

As dimensões do reservatório não causam impacto direto no funcionamento do gaseificador, sendo dependentes apenas da autonomia pretendida.

Dois parâmetros constantes utilizados aqui para todas as faixas de gaseificadores são a massa específica da madeira (ρ_m) e o intervalo de tempo de abastecimento da madeira (T_{ab}), respectivamente, em 325 kg/m^3 e 4 horas. Assim, com o valor da quantidade de madeira necessária ao gaseificador (B_c) calculada na Eq. (3.17), calcula-se o volume necessário ao reservatório com a Eq. (3.18).

$$V_{ol} = \frac{B_c \times T_{ab}}{\rho_m} \quad (3.18)$$

O espaço entre a primeira constrição do gaseificador (d_{rh}) e a base do cilindro do reservatório (começo da dimensão H_r) forma um tronco de cone. O volume desse tronco de cone é uma consequência das dimensões D_r , d_r e α , e não foi levado em consideração no cálculo do volume do reservatório.

Ao se substituir o valor de V_{ol} na Eq. (3.19), é possível calcular os valores de H_r e D_r . Por ser uma equação com duas variáveis, é necessário estabelecer uma relação entre elas.

$$V_{ol} = \left(\frac{1}{4} \times D_r^2 \times \pi \right) \times H_r \quad (3.19)$$

Não se encontra na bibliografia uma recomendação direta a respeito dessa relação, sendo aqui convencionada para que o valor de H_r seja duas vezes o valor de D_r .

3.2.5 Parâmetros do gaseificador

Todo o dimensionamento foi feito para o gaseificador *downdraft* com garganta dupla (duas restrições) e seção circular. Apesar disso, é possível converter a seção circular para uma seção quadrada, transformando os diâmetros D nos lados L_{quad} de um quadrado. O procedimento é feito igualando as áreas das seções (Equação 3.20).

$$L_{quad} = \sqrt{\frac{\pi \times D^2}{4}} \quad (3.20)$$

As únicas partes que devem manter a seção circular são as dos furos de entrada de ar (d_m) e a restrição (d_h).

Todas as dimensões referentes ao correto funcionamento do gaseificador foram obtidas, sendo os parâmetros constantes para todas as faixas de gaseificadores mostrados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Parâmetros constantes para todas as faixas de gaseificadores.

Parâmetro	Valor	Unidade
B_h^a	0.9	$m^3 \cdot cm^{-2} \cdot h^{-1}$
HV_g^a	4800	$kJ \cdot m^{-3}$
HV_b^a	17000	$kJ \cdot m^{-3}$
η_g^a	0.7	-
ρ_m^b	325	$kg \cdot m^{-3}$
T_{ab}	4	horas

Fonte: Kjellström et al. (1986)^a, Ferreira et al. (2009)^b

3.3 Permutador de calor

Os métodos utilizados para o dimensionamento do permutador de calor foram feitos utilizando Bergman (2000) como fonte bibliográfica.

A Figura 3.8 mostra o tipo de permutador de calor dimensionado, que é o modelo de alhetas anulares retangulares e é o mesmo utilizado na construção do protótipo de Lemos (2020). Optou-se por esse modelo por sua fácil construção e baixa perda de pressão do fluido. Neste modelo o gás que sai do gaseificador percorre um tubo externamente alhetado e perde calor tanto pelo tubo quanto pelas alhetas fixadas no tubo. O material utilizado para sua construção é o aço.

A Figura 3.9 mostra um corte transversal do modelo do permutador de calor com seus respectivos parâmetros geométricos. O raio r_1 é a soma do raio interno r com a espessura t_t

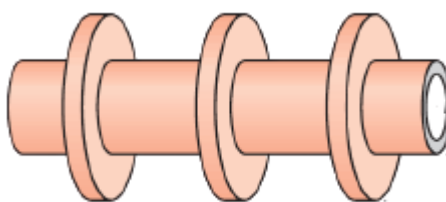


Figura 3.8: Modelo geométrico utilizado no permutador de calor.

Fonte: Adaptado de Bergman (2000)

do tubo, o raio da alheta é representado por r_2 e o valor de S é a soma da distância entre as alhetas e sua respectiva espessura t_a .

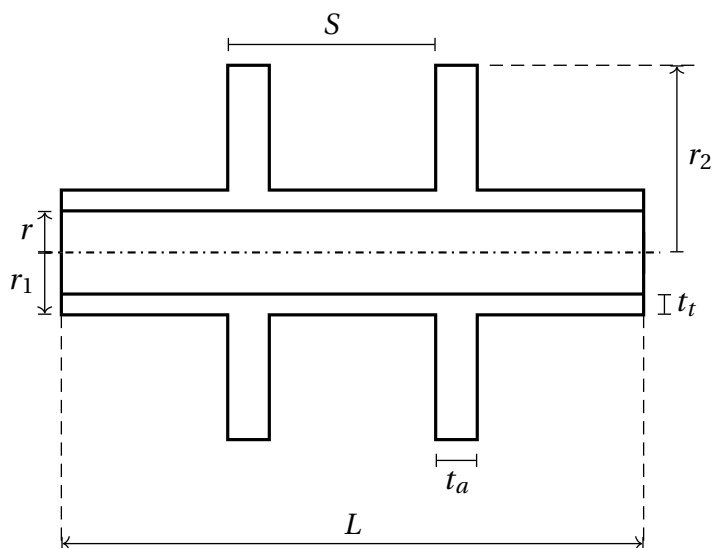


Figura 3.9: Parâmetros geométricos do permutador de calor.

Como mencionado anteriormente, a faixa de temperatura do gás ao sair do gaseificador é de 300°C a 400°C , sendo a temperatura de 40°C ideal para a alimentação do motor. Com base nisso é possível estabelecer os dados referentes a temperaturas para os cálculos.

A Tabela 3.5 mostra os dados que são constantes nos cálculos do permutador de calor. Os termos T_{∞} , T_e e T_s são, respectivamente, a temperatura ambiente, a temperatura de entrada do gás no permutador de calor e a temperatura de saída do gás ao sair do permutador de calor. O termo $K_{aço}$ é o coeficiente de condutividade térmica do aço e o termo Pr é o número adimensional de Prandtl, posteriormente calculado na Eq. (3.24).

O termo h_{∞} é o coeficiente de convecção do lado do ar, sendo uma estimativa conservadora. Como na construção do protótipo, a justificativa para esse valor foram as possíveis imperfeições no contato entre as alhetas e o tubo no momento da fabricação.

A Figura 3.10 mostra o fluxograma com os passos para o dimensionamento do permutador de calor. Primeiramente, calcula-se o caudal mássico do gás (a) para se obter o calor a ser retirado do gás (b). Em seguida, os parâmetros geométricos do permutador são defini-

Tabela 3.5: Dados constantes para o cálculo do permutador de calor.

Propriedade	Valor	Unidade
T_∞	25	$^\circ C$
T_s	40	$^\circ C$
T_e	400	$^\circ C$
$K_{aço}$	55.75	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
h_∞	8	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
P_r	0.7672	–

Fonte: Bergman (2000).

dos (c). São calculados então, o coeficiente de convecção do gás (d), a eficiência global das alhetas (e) e as resistências térmicas do permutador (f) para se obter o calor retirado do gás pelo permutador (g). É comparada, então, a quantidade de calor necessária a ser retirada do gás com a quantidade de calor que o permutador retira do gás (h), onde, caso o primeiro seja maior que o segundo, os parâmetros geométricos não são válidos e precisam ser redefinidos (i). Para o caso oposto, significa que os parâmetros geométricos são válidos (j). O processo é iterativo, no qual diferentes combinações de parâmetros geométricos são possíveis, já que o único critério que devem atender é de que a quantidade de calor libertada pelo permutador (\dot{Q}_t) deve ser maior ou igual à quantidade de calor a ser retirado do gás (\dot{Q}_g).

3.3.1 Cálculo das dimensões do permutador

Os métodos utilizados para o cálculo das dimensões do permutador começa com a determinação do caudal mássico do gás, calculada na Eq. (3.21), que é o produto da massa específica do gás (Tabela 3.2) e o caudal volumétrico do gás (Eq. (3.5)). Com esse valor é possível obter a quantidade de calor a ser retirado do gás, calculada na Eq. (3.22).

$$\dot{m}_g = \rho_g \times \dot{V}_{máx} \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \times C_{p_g} \times (T_e - T_s) \quad (3.22)$$

Obteve-se o coeficiente de convecção do gás através da Eq. (3.23), que depende do número adimensional de Nusselt (N_u). O diâmetro D é duas vezes o raio r , que não leva em consideração a espessura do tubo.

$$h_g = \frac{N_u \times K_g}{D} \quad (3.23)$$

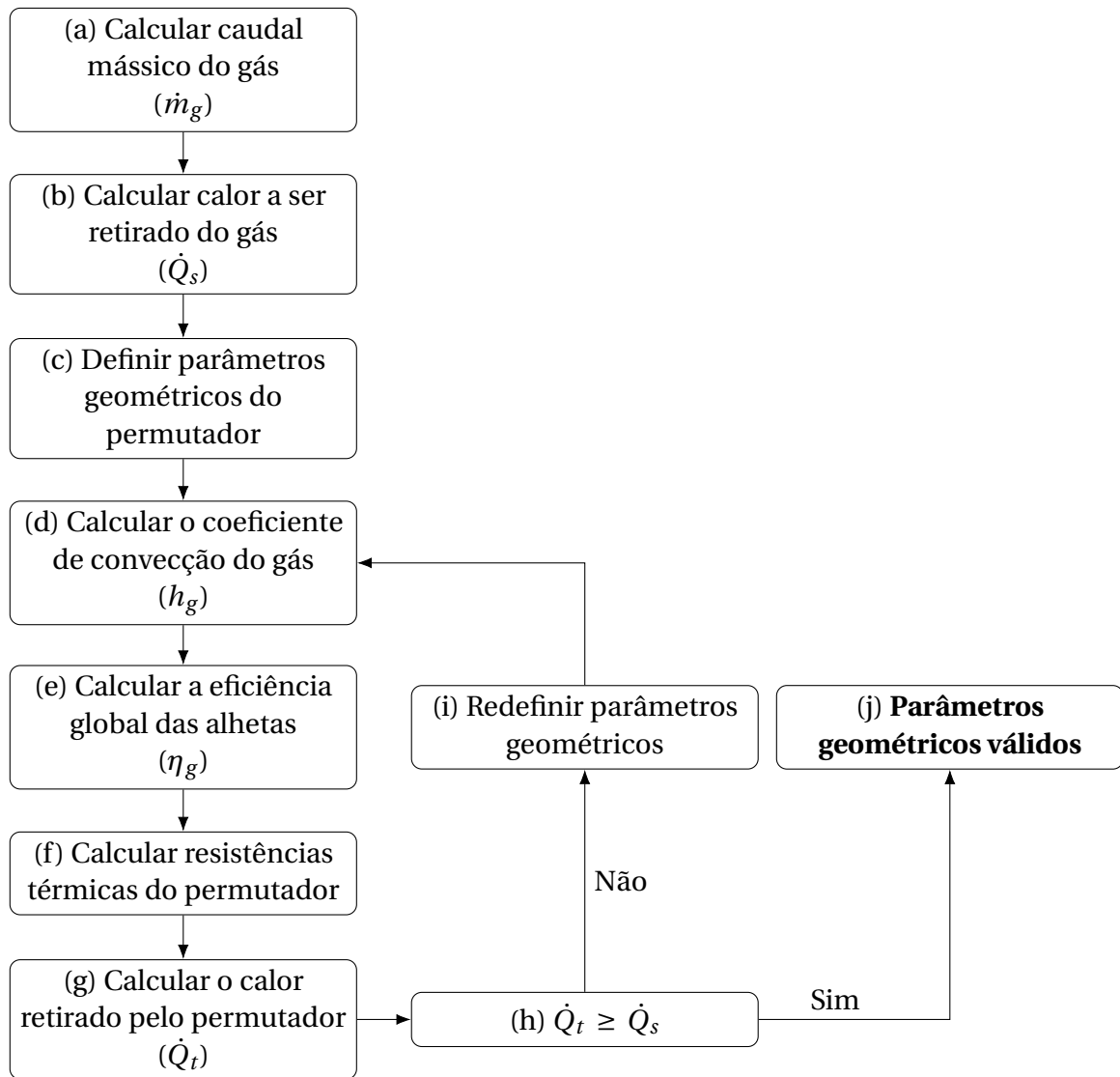


Figura 3.10: Fluxograma mostrando os passos para o dimensionamento do permutador de calor.

O cálculo do número de Nusselt pode variar de acordo com alguns parâmetros do fluido e da geometria pelo qual o fluido escoar. De acordo com os parâmetros do projeto, utiliza-se a equação de *Dittus-Boelter* (Eq. (3.26)) para obter o número de Nusselt, aplicada para escoamentos internos nas seguintes condições:

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

O número de Prandtl é calculado na Eq. (3.24) e é assumido constante para todas as faixas de dimensões do gaseificador (Tabela 3.5).

O número de Reynolds é calculado pela Eq. (3.25), e define o tipo de escoamento do fluido. Neste projeto, para todas as faixas de dimensões do gaseificador o escoamento do gás é turbulento ($Re > 10000$).

$$Pr = \frac{\mu_g \times C_{p_g}}{K_g} \quad (3.24)$$

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_g}{\pi \times D \times \mu_g} \quad (3.25)$$

Sabendo os valores de Reynolds e Prandtl, e que $L/D \gg 10$ para todas as faixas de dimensões do gaseificador, a utilização da equação de *Dittus-Boelter* é validada.

Assim, o número de Nusselt pode ser obtido através da Eq. (3.26) e, por ser um caso em que se retira calor do fluido, o expoente n assume o valor de 0.3. Para casos em que o fluido ganha calor, o expoente assume o valor de 0.4.

$$Nu = 0.0023 \times Re^{4/5} \times Pr^n \quad (3.26)$$

Finalmente, calculado o valor de Nu , obtém-se o coeficiente de convecção do gás ao substituir seu valor na Eq. (3.23).

É necessário saber a eficiência global das alhetas η_g , sendo essa eficiência relacionada ao rendimento do conjunto de todas alhetas do permutador. A Eq. (3.27) mostra como obter essa eficiência, onde para isso é preciso saber a eficiência individual de cada alheta (η_a), a área individual da alheta (A_a), a área externa total do permutador (A_t) e o número de alhetas presente no permutador (N).

$$\eta_g = 1 - \frac{N \times A_a}{A_t} \times (1 - \eta_a) \quad (3.27)$$

A área individual da alheta é calculada pela Eq. (3.28), no qual se utilizou do raio corrigido r_{2c} (Eq. (3.29)).

$$A_a = 2 \times \pi \times (r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (3.28)$$

$$r_{2c} = r_2 + \left(\frac{t_a}{2} \right) \quad (3.29)$$

O cálculo da área externa total do tubo alhetado é feito na Eq. (3.30), e depende da área do tubo A_b (Eq. (3.31)) e do número de alhetas presente no tubo (Eq. (3.32)).

$$A_t = N \times A_a + A_b \quad (3.30)$$

$$A_b = [2 \times \pi \times r_1 \times (S - t_a)] \times (N + 1) \quad (3.31)$$

$$N = \frac{L - (S - t_a)}{S} \quad (3.32)$$

Existem duas maneiras de calcular a eficiência individual da alheta: o método gráfico; e o método das funções de Bessel modificadas. Apenas a segunda forma permite uma automação dos cálculos para todas as faixas de dimensões do gaseificador, já que utilizando a primeira forma seria necessário consultar o gráfico para cada iteração dos parâmetros geométricos e para cada dimensão diferente do gaseificador. Além disso, o cálculo segundo as funções de Bessel modificadas são mais precisos.

Assim, a eficiência individual da alheta η_a é calculada na Eq. (3.33).

$$\eta_a = C_2 \times \frac{K_1(m \cdot r_1) \times I_1(m \cdot r_{2c}) - I_1(m \cdot r_1) \times K_1(m \cdot r_{2c})}{I_0(m \cdot r_1) \times K_1(m \cdot r_{2c}) - K_0(m \cdot r_1) \times I_1(m \cdot r_{2c})} \quad (3.33)$$

O termo C_2 é calculado na Eq. (3.34), sendo esse dependente do termo m (Eq. (3.35)).

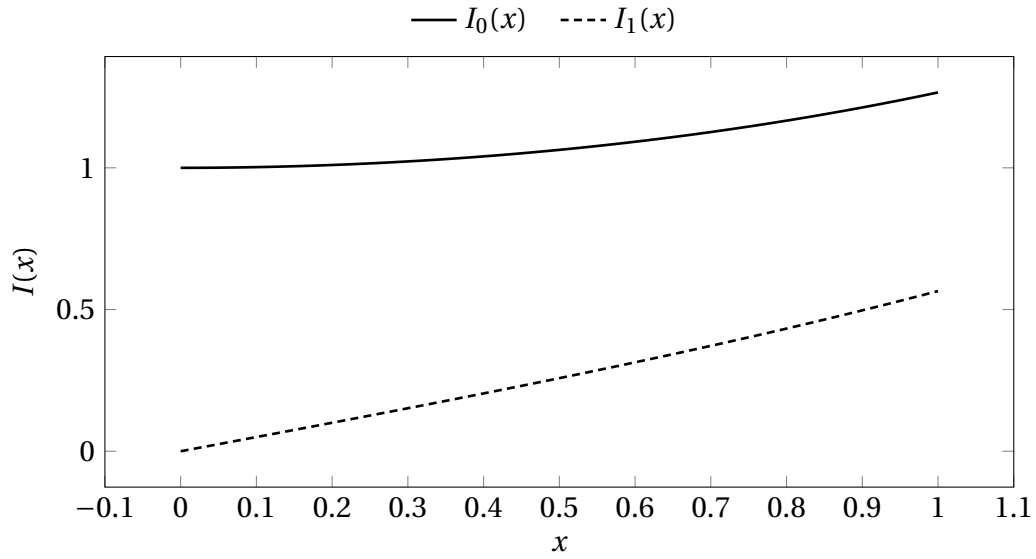
$$C_2 = \frac{2 \times r_1}{m \times (r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (3.34)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \times h_\infty}{K_{a\phi} \times t_a}} \quad (3.35)$$

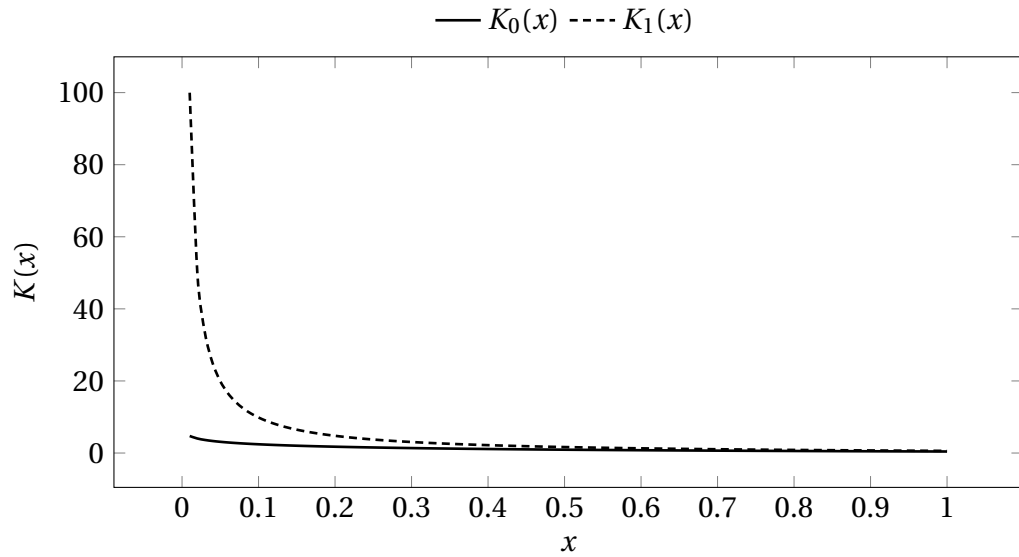
A Figura 3.11 mostra os gráficos com os valores das funções de Bessel modificadas de primeiro e segundo tipo para as ordens 0 e 1, utilizados na Eq. (3.33). O intervalo de 0 a 1 para o eixo das abcissas foi escolhido por ser a faixa usada durante o dimensionamento das diferentes configurações do permutador.

Apesar do cálculo da eficiência individual da alheta pelo método das funções de Bessel modificadas serem para o hipótese de extremidade de alheta adiabática, os efeitos da convecção na extremidade são levados em conta através do uso de um raio corrigido, no qual se adiciona metade da espessura da alheta ao seu raio (Eq. (3.29)). O mesmo foi feito para o cálculo da área da alheta (Eq. (3.28)).

O cálculo do calor libertado pelo tubo alhetado é feito na Eq. (3.36), sendo o termo T_m a temperatura média entre T_e e T_s . Os termos somados no denominador são as resistências térmicas de cada meio.



(a)



(b)

Figura 3.11: Funções de Bessel modificadas utilizadas para o cálculo da eficiência das alhetas. Funções do primeiro tipo de ordens 0 e 1 na Figura (a) e funções do segundo tipo de ordens 0 e 1 na Figura (b).

$$\dot{Q}_t = \frac{T_m - T_\infty}{R_g + R_t + R_\infty} \quad (3.36)$$

As resistências térmicas do gás produzido R_g , do tubo alhetado R_t e do ar R_∞ são calculadas, respectivamente, pela Eq. (3.37), Eq. (3.38) e Eq. (3.39).

$$R_g = \frac{1}{h_g \times 2 \times \pi \times r_1 \times L} \quad (3.37)$$

$$R_t = \ln\left(\frac{r_1}{r_1 - t_t}\right) \times \frac{1}{K_{aço} \times 2 \times \pi \times L} \quad (3.38)$$

$$R_\infty = \frac{1}{\eta_g \times h_\infty \times A_t} \quad (3.39)$$

Os parâmetros geométricos são válidos se $\dot{Q}_t \geq \dot{Q}_g$. Ou seja, a quantidade de calor liberada pelo permutador deve ser sempre maior ou igual do que a quantidade de calor necessária para arrefecer o gás ao sair do gaseificador.

3.4 Filtro

A geometria escolhida para o filtro teve as mesmas características utilizadas para o filtro do protótipo construído em Lemos (2020). O modelo usa serragem da madeira como material filtrante por ser é um material de fácil acesso, e por permitir um sistema de construção fácil. De semelhante modo ao empregado no permutador de calor, para o filtro será necessário estipular valores e, a partir desses, calcular a perda de carga pela equação de *Ergun* (Eq. (3.44)) (Trahan et al., 2014).

A Figura 3.12 mostra a representação de um corte transversal do filtro com suas duas principais dimensões. O filtro possui um perfil quadrado de lado L_f e é dividido em duas partes iguais, obrigando o fluido a percorrer o sentido das setas mostradas na imagem. A parte preenchida por pontos representa o depósito da serragem da madeira e o tracejado representa a grade que segura a serragem, permitindo apenas a passagem do gás.

A Tabela 3.6 mostra os dados que são constantes para os métodos utilizados referente ao filtro. As propriedades do gás foram calculadas na temperatura de 40°C , já que o gás nesse estágio já passou pelo permutador de calor. Os termos V_{olp} e A_p são, respectivamente, o volume médio das partículas de serragem e sua área superficial média.

Para o cálculo da perda de carga no filtro é necessário saber o diâmetro da partícula da serragem, calculado na Eq. (3.40).

$$D_s = \frac{D_v}{\sqrt{\psi}} \quad (3.40)$$

Os termos D_v e ψ são, respectivamente, o diâmetro equivalente da partícula de serragem, Eq. (3.41), e sua esfericidade, Eq. (3.42).

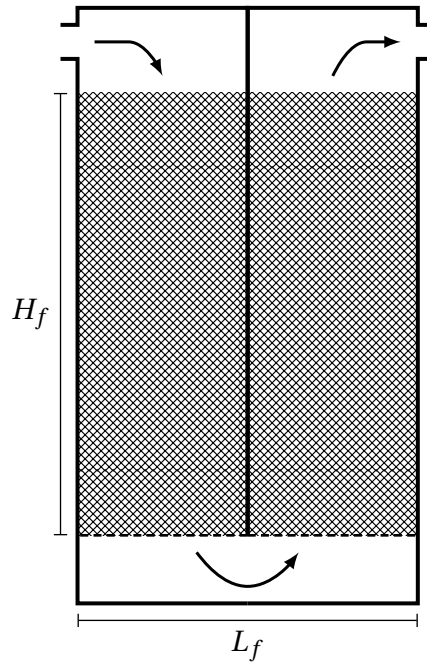


Figura 3.12: Representação de um corte transversal do filtro com suas duas principais dimensões.

Tabela 3.6: Dados constantes para os cálculos utilizados no filtro, com as propriedades do gás calculadas para a temperatura de 40°C.

Propriedade	Valor	Unidade
$\rho_{g(40^{\circ}C)}$	0.96	$kg \cdot m^{-3}$
$\mu_{g(40^{\circ}C)}$	162.47×10^{-7}	$N \cdot s \cdot m^{-2}$
V_{olp}	100	mm^3
A_p	240	mm^2
ϵ^a	0.65	-

Fonte: Trahan et al. (2014)^a, Lemos (2020)

$$D_v = \left(\frac{V_{olp} \times 6}{\pi} \right)^{1/3} \quad (3.41)$$

$$\psi = \frac{\pi^{1/3} \times 6 \times V_{olp}^{2/3}}{A_p} \quad (3.42)$$

Outro parâmetro que é necessário saber é a velocidade do fluido dentro do filtro, calculada na Eq. (3.43). O termo A_f é a área da seção transversal de lado L_f do filtro.

$$V_f = \frac{2 \times \dot{V}_{m\acute{a}x}}{A_f} \quad (3.43)$$

A perda de carga é então calculada pela Eq. (3.44), onde o termo ϵ é a porosidade da seragem de madeira.

$$\Delta P_f = L \times \left(\frac{150 \cdot (1 - \epsilon)^2 \cdot \mu_{g(40^\circ C)} \cdot V_f}{\epsilon^3 \cdot (\psi \cdot D_s)^2} + \frac{1,75 \cdot (1 - \epsilon) \cdot \rho_{g(40^\circ C)} \cdot V_f^2}{\epsilon^3 \cdot \psi \cdot D_s} \right) \quad (3.44)$$

3.5 Implementação do código

Nesta seção será apresentado o algoritmo, sua implementação em código em três linguagens e seu funcionamento no programa.

Para tornar o programa mais acessível aos utilizadores optou-se por disponibiliza-lo em endereço eletrônico para ser conectado em qualquer navegador. O código foi escrito em linguagem de desenvolvimento *web front-end*, já que a finalidade é a criação de um *site*. Foram utilizadas as linguagens HTML, CSS e JavaScript e a seguir uma breve explicação a respeito dessas linguagens será dada, baseada em Robbins (2018):

- HTML (*HyperText Markup Language*) é uma linguagem de marcação e não de programação. É utilizada para estruturar a página do site, identificando e descrevendo os diversos componentes presentes como, por exemplo, os títulos, parágrafos e listas por exemplo.
- CSS (*Cascading Style Sheets*) é usado para descrever o conteúdo visual da página, que é o modo como ela será apresentada. Parâmetros como as fontes dos textos, espaçamento das linhas, o *layout* da página e suas cores são regidos por essa linguagem.
- JavaScript é uma linguagem de programação que adiciona comportamentos e interatividade a páginas da *web*. Todos os métodos esclarecidos no Capítulo 3 para o dimensionamento do gaseificador e permutador de calor foram escritos utilizando essa linguagem.

Durante o desenvolvimento para aplicações *web* é normal a utilização de *frameworks* e bibliotecas, que são *templates* com diversas funções que podem ser usadas pelo desenvolvedor. Para a construção desse código foi utilizado o *Vue.js*, que é um *framework* utilizado para criar interfaces e é projetado a partir do zero para ser adaptado progressivamente (Evan You, 2014).

O editor utilizado para escrever o código foi o Visual Studio Code. Como *runtime* é utilizado o Node.js, que é um software de código aberto (*open-source*) para diferentes plataformas (*cross-platform*).

O código consiste em fazer interações com os dados de entrada que o utilizador irá fornecer, recebendo como saída as principais dimensões que o sistema gaseificador, permutador e filtro, responsável pela produção do gás combustível, seus parâmetros e um arquivo no formato PDF disponível para *download* com as principais dimensões mostradas.

O algoritmo é mostrado no fluxograma da Figura 3.13. O utilizador entra com os dados (a) e estes dados passam por uma primeira validação (b). Para o caso dos dados não serem válidos, o programa mostra uma mensagem indicando o erro (g). Para o caso dos dados serem válidos, o programa calcula os parâmetros necessários para seu funcionamento (c). É executada, então, uma segunda validação, agora sobre esses parâmetros calculados utilizando os dados de entrada (d). Para o caso dos parâmetros não serem válidos, o programa mostra uma mensagem indicando o erro (g). Para o caso dos parâmetros serem válidos o programa consulta a base de dados (e) e mostra os dados de saída na tela (f). Desse modo, durante a execução do código, os dados passam por duas validações: a primeira destinada aos dados de entradas e uma posterior relacionada aos cálculos de parâmetros necessários. A primeira e a segunda validação são discutidas, respectivamente, na Subseção 3.5.1 e na Subseção 3.5.3.

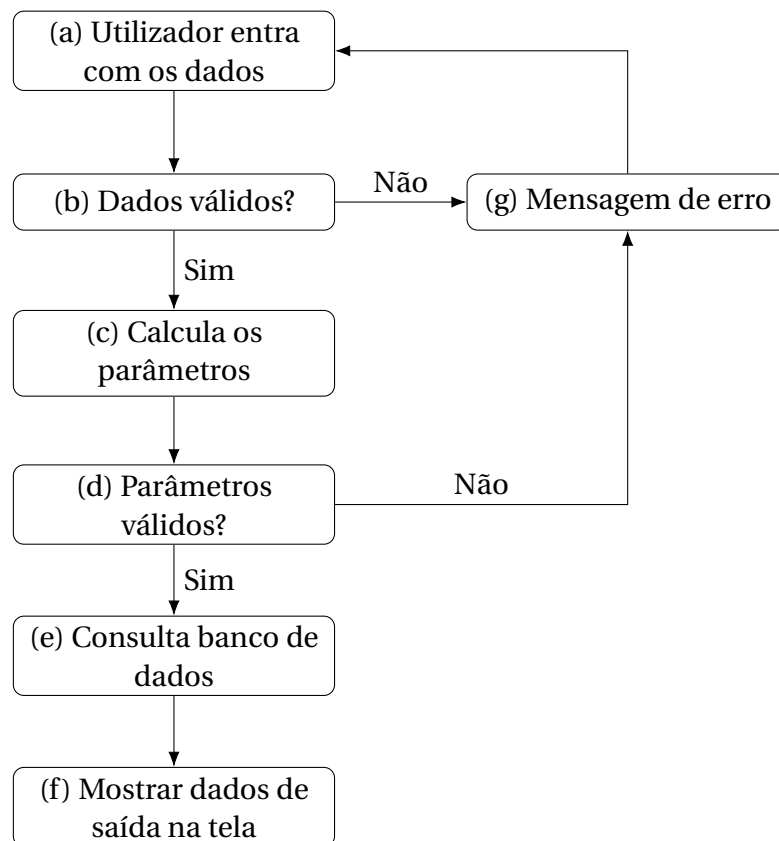


Figura 3.13: Fluxograma mostrando os passos do algoritmo.

3.5.1 Dados de entrada

Os dados de entrada requeridos do utilizador são mostrados na tabela Tabela 3.7, e são os mesmos dos apresentados na Subsecção 3.2.2, exceto para o valor da eficiência mecânica do motor. Optou-se por não utilizar a eficiência mecânica como um parâmetro de entrada por não ter uma interferência direta nas dimensões do gaseificador. O relevante para o dimensionamento do sistema é a quantidade de gás que o motor necessita, e não necessariamente a potência que pode produzir, que foge da proposta do trabalho.

Tabela 3.7: Dados de entrada do programa e seus valores máximos e mínimos permitidos.

Dados	Unidade	Valores de entrada	
		Mínimo	Máximo
Cilindrada	dm^3	0.01	50
Rotação	rpm	50	50000
Eficiência Volumétrica	-	0.01	1

Para a primeira validação dos dados de entrada foi utilizada a biblioteca *vuelidate* do *Vue.js*, que é uma ferramenta destinada a validação de dados de entrada de formulários. Assim, estabeleceram-se os valores máximos e mínimos de cada parâmetro de entrada para restringir a faixa de possíveis valores que o utilizador pode inserir em cada campo.

Devido a linguagem de programação, os valores inseridos no programa devem usar o ponto como marcador decimal. A utilização de vírgula no lugar do ponto como marcador decimal resultará em mensagens de erro da parte do programa.

Para as duas eficiências são fixados os valores máximos e mínimos, já que números abaixo de 0 e acima de 1 não correspondem à realidade. Para a cilindrada e rotação os valores máximos foram estipulados altos por existir, posteriormente, a segunda validação dos dados calculados, enquanto para os valores mínimos impede-se que o utilizador entre com números negativos. O programa também impede que sejam inseridos letras ou caracteres especiais no lugar de números.

A Figura 3.14(a) e a Figura 3.14(b) mostram o formulário com os campos a serem preenchidos pelo utilizador. A Figura 3.14(a) mostra o formulário sem interação do utilizador, enquanto que a Figura 3.14(b) mostra uma interação que resultou em mensagens de erro. O código só parte para a validação dos dados de entrada depois do utilizador apertar o botão calcular, e dois tipos de mensagens de erro podem aparecer: uma relacionada com o facto dos dados não pertencerem a sua respectiva faixa de restrição; outra com o caso do utilizador premir no botão calcular e algum campo ainda não estar por preencher.

Foi colocado ao lado do botão de calcular um segundo botão para limpar todos os campos e remover as eventuais mensagens de erro.



Figura 3.14: Menu de entrada de dados para o utilizador. (a) Menu sem interação do utilizador. (b) Menu com mensagens de erro.

3.5.2 Base de dados estática

Como mostrado no Capítulo 3, as dimensões do gaseificador partem da quantidade de gás necessário ao motor, sendo o diâmetro da constricção (d_h) obtido posteriormente. As demais dimensões dependem dessa dimensão. Utilizou-se disso como um meio de dividir as dimensões do gaseificador em intervalos de valores para d_h , no qual todas as demais dimensões são calculadas para o diâmetro em questão, inclusive os dados do permutador de calor e filtro.

Optou-se por dividir d_h em valores que vão incrementando 5 mm para o próximo valor e calcular as dimensões do conjunto gaseificador, permutador de calor e filtro para cada incremento de valor. Com esse procedimento criou-se uma base de dados estática, no qual o programa irá consultar e definir a melhor faixa de dimensões do sistema baseado nos dados de entrada que o utilizador forneceu.

Foi utilizada a linguagem JavaScript para a criação da base de dados, e seu formato final de arquivo foi um vetor de objetos em JSON (*JavaScript Object Notation*), que é uma extensão de arquivo destinada a troca de dados entre programas e linguagens de programação.

A Figura 3.15 mostra as como as dimensões do conjunto gaseificador, permutador e filtro são escritas na base de dados no formato JSON. O editor utilizado foi o Visual Studio Code, mesmo utilizado para o código do programa, e o exemplo mostra as dimensões de todo o sis-

tema para o diâmetro da restrição d_h com o valor de 80 mm . A variável de nome “arquivo” na base de dados é a responsável pelo caminho do arquivo em PDF que será disponibilizado para *download* contendo os desenhos técnicos do sistema.

```
1  [
2  ...
3  },
4  {
5      "dh": 80,
6      "dm": 8.79,
7      "dr": 247.54,
8      "drh": 179.57,
9      "hh": 96.14,
10     "hr": 223.86,
11     "n": 5,
12     "Dr": 412.18,
13     "Hr": 824.36,
14     "QG": 45.24,
15     "CB": 8.57,
16     "VolBiom": 0.11,
17     "r": 11.55,
18     "r1": 14.44,
19     "r2": 103.14,
20     "ta": 5.16,
21     "tt": 2.8875,
22     "S": 20.16,
23     "L": 3400,
24     "N": 168,
25     "Lf": 830,
26     "Hf": 920,
27     "arquivo": "/arquivos/D - 80.pdf"
28 },
29 { ...
30 ]
```

Figura 3.15: Parâmetros e dimensões do conjunto gaseificador, permutador e filtro escrito na base de dados no formato JSON. Dados para diâmetro de restrição (d_h) com valor de 80 mm .

A Tabela 3.8 mostra os valores da restrição d_h disponíveis na base de dados e todas as dimensões e parâmetros calculados. No total são 20 diferentes tipos de configurações para o conjunto gaseificador, permutador e filtro (25 mm , 30 mm , 35 mm ... 120 mm). Os parâmetros de saída são referentes a quantidade de gás que será produzida pelo sistema e a quantidade de biomassa que será consumida, ambos para o intervalo de uma hora. O volume de biomassa é referente ao intervalo de abastecimento, que foi estipulado em 4 horas.

Apesar das equações para as dimensões da lareira do gaseificador usarem valores de até 300 mm para sua interpolação no Capítulo 3, o valor máximo de d_h foi limitado a 120 mm devido as dimensões do permutador de calor. O mesmo vale para o menor valor do diâmetro da restrição ($d_h = 25\text{ mm}$). Na Seção 4.3 discute-se o porquê disso.

Tabela 3.8: Dimensões calculadas na base de dados para cada valor do diâmetro da constricção (d_h).

Valores de d_h [mm]		
Mínimo	Variacão	Máximo
25	5	120
Dimensões calculadas		
Gaseificador	Permutador	Filtro
d_m d_r d_{rh} α h_h h_r n D_r H_r	r r_1 r_2 S t_t t_a L N	L_f H_f
Parâmetros de saída		
Quantidade de gás		$[m^3 \cdot h^{-1}]$
Consumo de biomassa		$[kg \cdot h^{-1}]$
Volume de biomassa		$[m^3]$

3.5.3 Algoritmo de consulta a base de dados

Para simplificar a explicação do algoritmo de consulta a base de dados, serão mencionados dois valores do diâmetro da constricção d_h : um calculado pelo programa, utilizando os dados de entrada do utilizador (d_{hp}); e outro referente a base de dados (d_{hdb}).

A Figura 3.16 mostra o algoritmo de consulta a base de dados, que acontece após o primeiro processo de validação para os dados de entrada. O programa faz todo o procedimento de cálculo até o diâmetro da constricção (d_{hp}) utilizando os valores inseridos pelo utilizador (linha (a)). Em seguida acontece a segunda validação de dados, onde o código compara o valor de d_{hp} com as faixas de valores de d_{hdb} (linha (b)). Caso o valor de d_{hp} seja maior do que 120 mm, é apresentada uma mensagem de erro informando ao utilizador que não é possível realizar o cálculo para os valores inseridos (bloco da direita da linha (d)). Para o caso do valor de d_{hp} ser menor do 120 mm a base de dados é consultada (linha (c)). Para valores de d_{hp} menores ou iguais a 25 mm a saída será sempre a faixa de dimensões do sistema para d_{hdb} igual a 25 mm (bloco do meio da linha (d)). Para valores de d_{hp} entre 25 mm e 120 mm, o código irá buscar na base de dados a faixa de dimensões do sistema para o maior valor de d_{hdb} que seja mais próximo de d_{hp} (bloco da esquerda da linha (d)).

A segunda validação é, então, a maneira de se garantir que, para os dados inseridos pelo utilizador, há uma faixa de dimensões do sistema que será capaz de abastecer a quantidade de gás combustível necessária ao motor. Como mencionado anteriormente, essa segunda validação também mostra que uma restrição ao valor máximo que o utilizador pode inserir para os dados de entrada não necessita ser tão rígida.

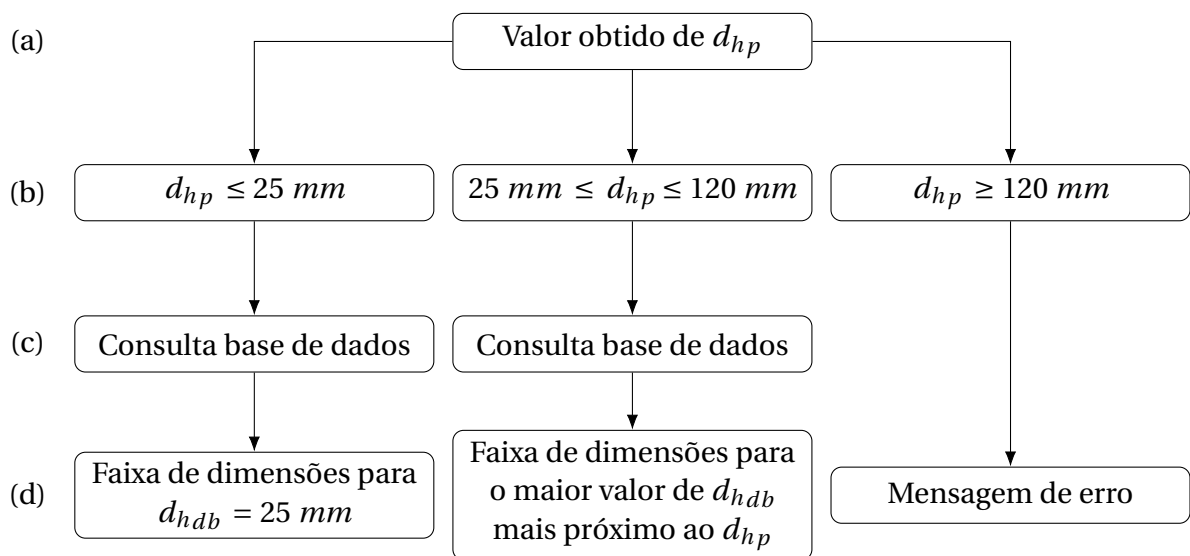


Figura 3.16: Fluxograma mostrando o procedimento de consulta a base de dados, referenciando-se no valor do diâmetro da constricção calculado pelo programa (d_{hp}) utilizando-se dos dados de entradas.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

Neste capítulo apresentam-se os resultados e a discussão a respeito do programa e dos dimensionamentos dos componentes do sistema.

4.1 Programa

Com base nos parâmetros do motor inseridos pelo utilizador o programa mostra como saída a quantidade de gás que o sistema consegue gerar por hora, a quantidade de biomassa consumida por hora, o volume de biomassa para o intervalo de 4 horas e as principais dimensões de cada componente do sistema com os desenhos esquemáticos, utilizados também nesse trabalho, ilustrando cada dimensão. O desenho técnico, com os componentes do sistema, é disponibilizado para *download* no formato PDF através de um *link*.

Para demonstrar o funcionamento do programa, a Figura 4.1 apresenta um exemplo de interação do utilizador. Para um motor de 0.3 dm^3 , trabalhando a 2000 rpm e com uma eficiência volumétrica de 90%, Figura 4.1(a), após a validação desses dados, os parâmetros calculados pelo programa são 33.04 mm para d_h e $7.71 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ para a quantidade de gás necessária. O programa parte para o procedimento do algoritmo de consulta à base de dados, explicado na Seção 3.5. O valor de d_h selecionado na base de dados é de 35 mm , com uma quantidade gás no valor de $8.66 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. A Figura 4.1(b) mostra como a saída do programa apresenta os valores dos parâmetros do sistema para o utilizador. As Figuras 4.1(c), 4.1(d) e 4.1(e) mostram, respectivamente, como as dimensões do gaseificador, do permutador e do filtro são apresentadas para o utilizador com seus desenhos esquemáticos. A Figura 4.1(f) mostra como é apresentado ao utilizador o botão que contém o *link* para o *download* dos desenhos técnicos dos componentes do sistema em formato PDF.

O programa irá sempre priorizar como saída dimensões do sistema que produzam mais gás do que a quantidade calculada utilizando diretamente os dados de entrada. Isto é uma garantia para que não falte gás ao motor quando está operando a plena carga, já que o sistema sempre será capaz de suprir quantidades de gás menores do que o sua máxima capaci-

Dados do Motor

Cilindrada

Rotação

Eficiência Volumétrica

(a)

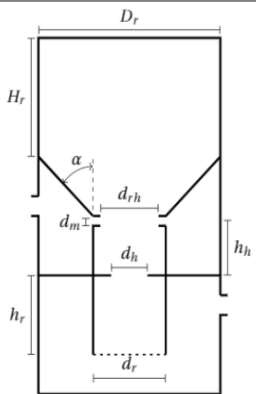
Parâmetros do sistema

Parâmetro	Valor
Quantidade de gás	8.66 m³/h
Biomassa consumida	1.64 Kg/h
Volume de biomassa (Intervalo de 4 horas)	0.02 m³

(b)

Medidas do Gaseificador [mm]

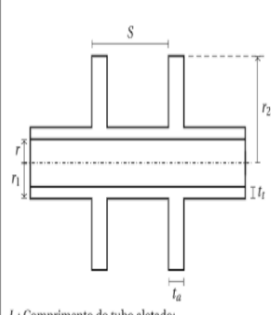
Medida	Valor
dh	35
dm	5.48
dr	131.61
drh	89.43
hh	52.77
hr	267.23
alpha	45° a 60°
n	3 entradas
Dr	233.51
Hr	467.02



(c)

Medidas do Trocador [mm]

Medida	Valor
r	3.99
r1	4.99
r2	35.64
tt	0.9975
ta	2.49
S	15.49
L	1730
N	111

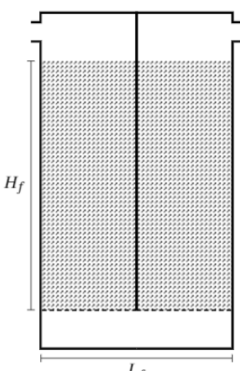


L: Comprimento do tubo aletado;

(d)

Medidas do Filtro [mm]

Medida	Valor
Lf	560
Hf	740



(e)

Obter Desenhos

(f)

Figura 4.1: Exemplo de interação do utilizador com o programa. (a) Dados do motor inseridos pelo utilizador. (b) Parâmetros gerados para os dados inseridos. (c) Dimensões do gaseificador e seu desenho esquemático. (d) Dimensões do permutador e seu desenho esquemático. (e) Dimensões do filtro e seu desenho esquemático. (f) Botão para o *download* dos desenhos técnicos do sistema em formato PDF.

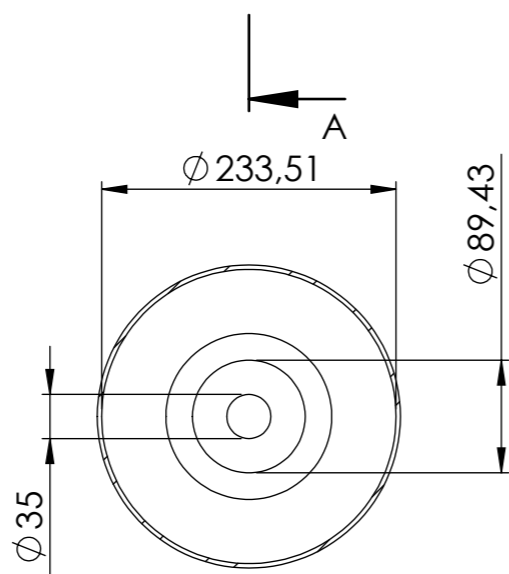
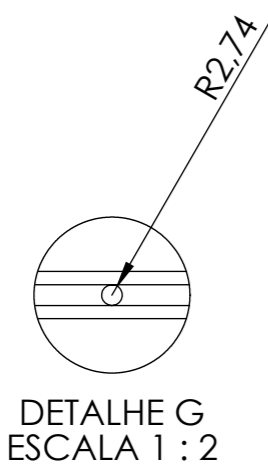
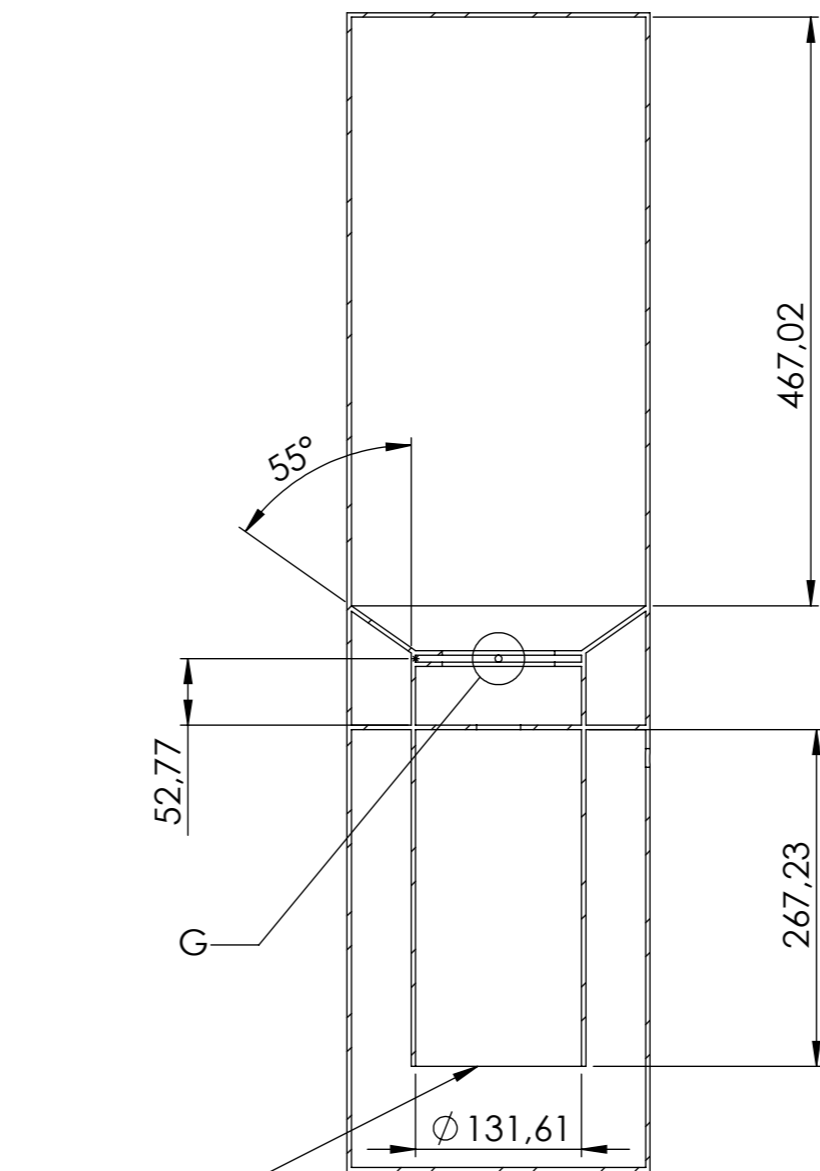
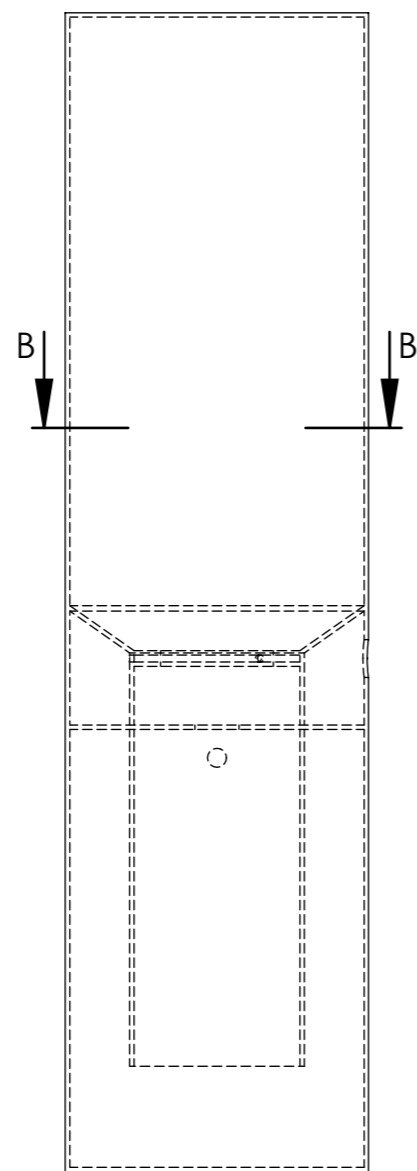
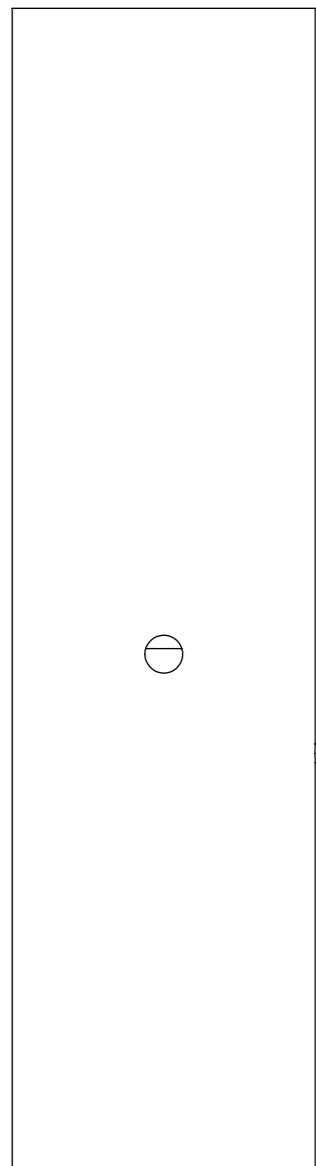
dade. Isso se justifica por ser o efeito da sucção dos pistões do motor o responsável por fazer gás fluir e definir o quanto será consumido pelo motor.

O desenho técnico gerado para cada faixa de dimensões do sistema foi feito em duas folhas A3: a primeira com as dimensões do gaseificador; e a segunda com as dimensões do permutador e do filtro. Os desenhos foram feitos para cada uma das 20 faixas de dimensões possíveis do sistema e guardados na base de dados. Os desenhos técnicos gerados para o exemplo de interação do utilizador da Figura 4.1 são mostrados no final dessa Seção (4.1).

Para um poder calorífico do gás de $4.8 \text{ MJ}/\text{m}^3$, o sistema de gaseificação pode fornecer de 5.9 a 135.72 kW de potência. A faixa com as menores dimensões do conjunto presente na base dados fornece até $4.42 \text{ m}^3/\text{h}$ de gás produzido, enquanto a faixa com as maiores dimensões do conjunto fornece até $101.79 \text{ m}^3/\text{h}$. Isso quer dizer que o programa só é capaz de fornecer os desenhos do conjunto para motores com um consumo de gás menor do que $101.79 \text{ m}^3/\text{h}$.

Todo o comportamento dinâmico do programa foi possível pelo uso da linguagem JavaScript, executando a lógica dos algoritmos criados através dos cálculos e manipulação de seus dados. O HTML e CSS foram utilizados, respectivamente, para que se estruturasse os componentes do *site* e o tornasse visualmente mais claro e agradável ao utilizador.

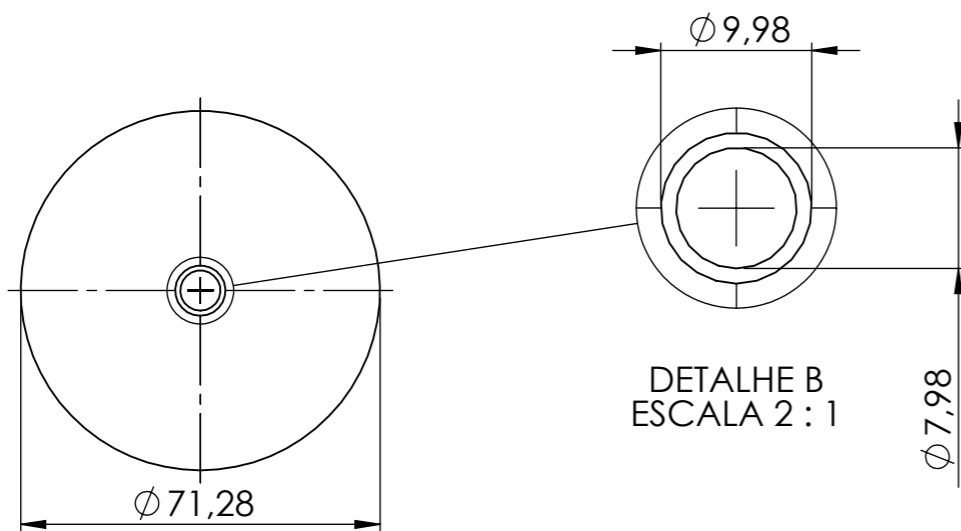
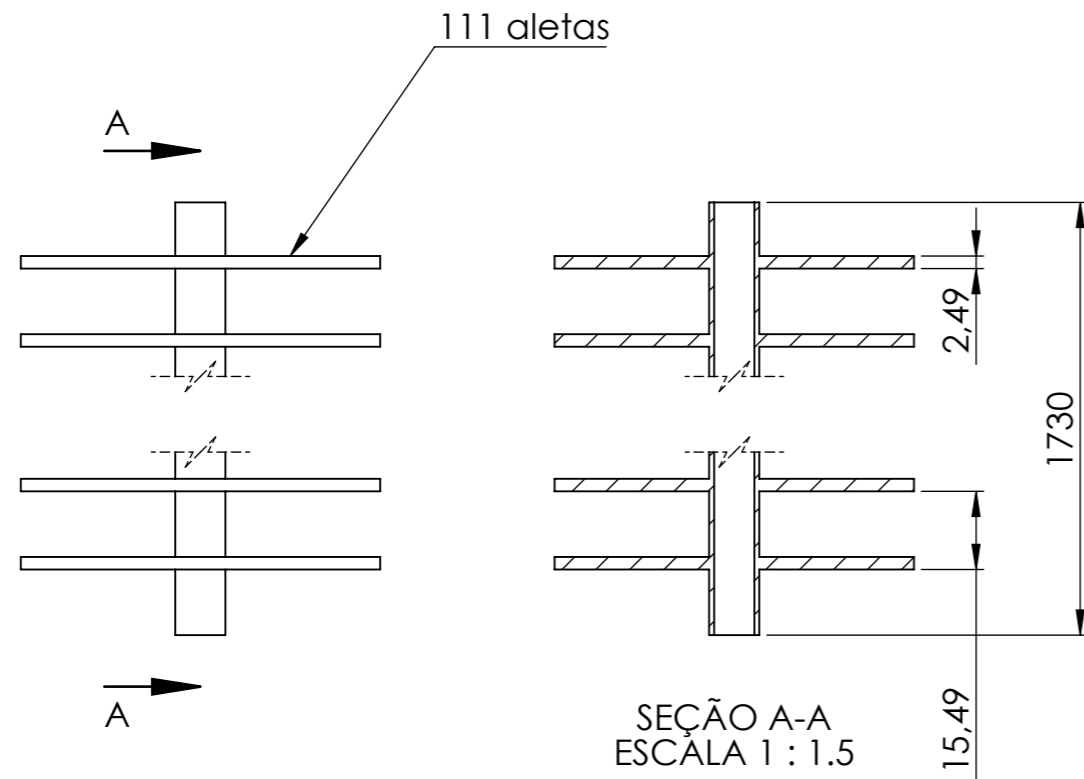
A linguagem de programação *web* utilizada para escrever o algoritmo facilitou a disponibilização pública do programa. Uma vez disponibilizado o *site*, qualquer pessoa com acesso a Internet poderá usá-lo.



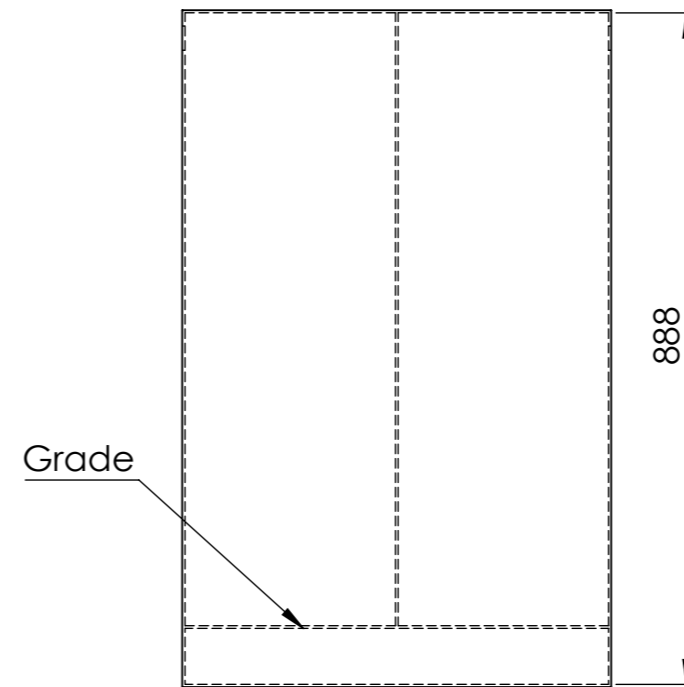
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 6

SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 6

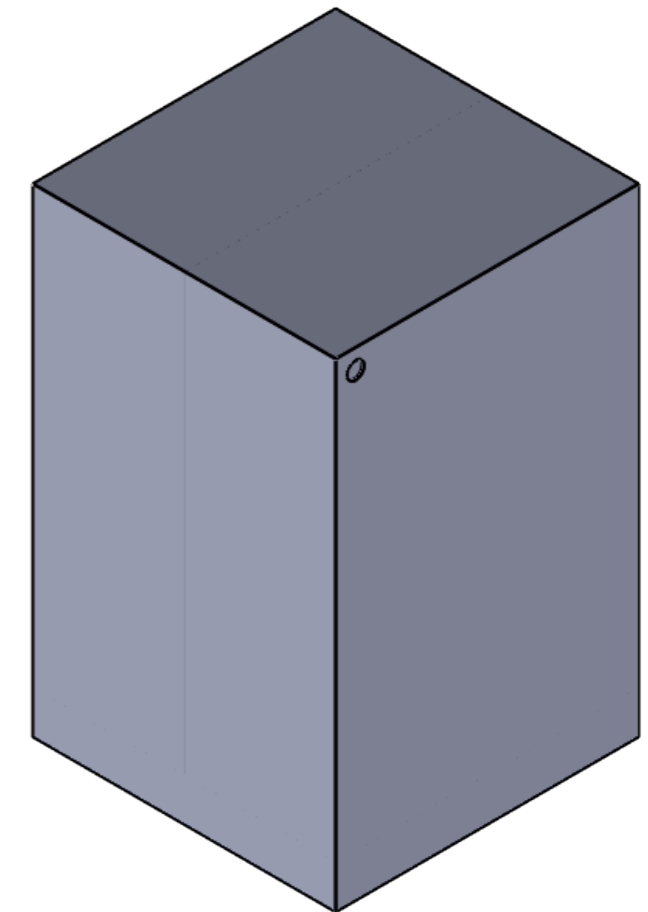
Descrição:	Principais dimensões do gaseificador para diâmetro da construção de 35 mm	Material:	AISI 1020
Desenhado por:	Renan Heckert Leal	Todas as dimensões em:	mm
NOTAS:	1 - O desenho tem como objetivo a representação das principais dimensões do gaseificador, sem detalhamento de acabamentos (ex.: portas de abastecimento de biomassa e limpeza de impurezas) 2 - Foi adotado o valor de 55° para o ângulo de inclinação da primeira construção. Esse valor pode variar de 45° a 60°, respeitando as demais dimensões. 3 - Parâmetros como o do número de furos da entrada de ar e espessura do gaseificador podem ser variados, desde que respeitem as dimensões calculadas. 4 - A distância entre os furos é sempre uniforme.	Escala:	1 : 6
		Tamanho da folha:	A3
		 INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e Gestão	
		Desenho para fins educacionais	



Permutador



Filtro



Descrição: Principais dimensões do permutador e filtro para diâmetro de construção de 35 mm

Material do permutador: Aço inoxidável
Material do filtro: AISI 1020

Desenhado por: Renan Heckert Leal

Escala do permutador: 1 : 1.5
Escala do filtro: 1 : 10

NOTAS:

- 1- Distância entre aletas uniforme;
- 2 - Medida de altura do filtro leva em consideração a altura da serragem da madeira utilizada (740 mm);
- 3 - Desenho apresenta apenas as principais dimensões do permutador e do filtro, sem detalhes de acabamento;

Tamanho da folha: A3



Todas as dimensões em: mm

Desenho para fins educacionais

4.2 Gaseificador

Como mostrado nos métodos utilizados para o dimensionamento, o gaseificador é dividido em duas partes. As dimensões referentes a lareira são as responsáveis pela qualidade do gás produzido, e todas elas foram obtidas na base de dados da mesma maneira que a Subseção 3.2.3 mostra. Para as dimensões do reservatório entretanto, há uma flexibilidade para sua definição.

A Figura 4.2 mostra a comparação entre os passos que o programa e a base de dados fazem para obter os resultados necessários, onde o cálculo das dimensões do reservatório na base de dados acontece no caminho inverso ao do programa. O programa recebe os dados de entrada (a), calcula os parâmetros necessários (b) e calcula o diâmetro da constrição d_h (c), partindo então para a consulta da base de dados. Na base de dados, o ponto de partida é o diâmetro da constrição d_h (c). A partir dele os parâmetros são calculados (b) e determina-se as dimensões do reservatório (d). Para as dimensões da lareira (e), não são necessários os cálculos dos parâmetros.

Para o programa, o parâmetro necessário é a quantidade de gás que o motor precisa. Para as dimensões do reservatório na base de dados, os parâmetros necessários são referentes à quantidade de biomassa consumida para então se determinar o volume de biomassa a ser utilizado como combustível. Partindo desse volume, as dimensões D_r e H_r são calculadas utilizando os métodos e a relação de $H_r = 2 \times D_r$, estipulados na Subseção 3.2.4.

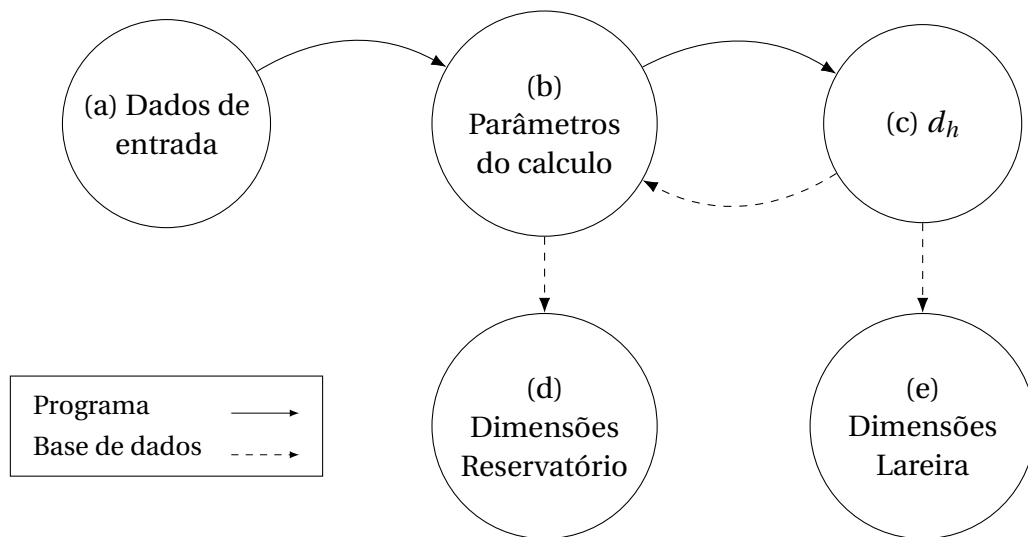


Figura 4.2: Comparação entre os passos do programa e do base de dados.

Os desenhos gerados para cada configuração de gaseificador apresentam apenas as principais dimensões referentes ao seu funcionamento. Detalhes de acabamentos como dimensões de espessura, porta de entrada de biomassa, porta para limpeza das cinzas, altura do depósito das cinzas por exemplo não foram informados já que variações dessas dimensões não comprometem o funcionamento do gaseificador. Os desenhos apresentam uma inclinação de lareira (α) de 55° , porém, como visto na Subseção 3.2.3, esse valor pode variar de 45° -

60°, desde que respeite as demais dimensões do gaseificador. O mesmo vale para o reservatório. Uma vez que as dimensões dalareira e o volume do reservatório sejam respeitados, a relação entre D_r e H_r pode variar. O material utilizado foi o AISI 1020.

4.3 Permutador de calor

O funcionamento do permutador de calor depende de se a quantidade de calor libertada por ele é maior ou igual a quantidade de calor a ser retirado do fluido. Isso deve ocorrer para cada faixa de d_h presente na base de dados e, para cada uma dessas faixas, existem diversas combinações de seus parâmetros geométricos possíveis.

Foram definidas relações genéricas entre os parâmetros geométricos do permutador para suas diferentes faixas, automatizando suas determinações. São possíveis 20 faixas de dimensões e essa relação genérica poupa tempo, criando uma proporcionalidade entre as faixas. Por ser um processo iterativo e depender de muitas variáveis foram experimentadas diversas relações.

Foi criada uma tabela com todos os cálculos descritos na Subseção 3.3.1 para essas relações entre os parâmetros geométricos. Isso fez com que qualquer alteração das relações fossem imediatamente replicadas para as demais faixas e verificadas se melhoravam ou pioravam o desempenho do permutador. Foi tomado o valor de 45 mm para d_h como referência, no qual se testavam combinações nessa faixa para, em seguida, caso a combinação apresentasse êxito, replicar para as demais faixas e verificar se o resultado positivo se repetia.

A Figura 4.3 mostra o fluxograma com as relações utilizadas para o cálculo dos parâmetros geométricos do permutador, que foram pensadas de maneira que se obtivesse espessuras de alhetas pequenas, o raio da alheta o menor possível e comprimento de tubo o menor possível. Nota-se que durante o processo foram adotadas métodos diferentes para duas determinadas faixas de valores de d_h , valores abaixo de 40 mm e valores acima de 45 mm. O motivo dessa diferença se deu pela necessidade de se forçar um escoamento turbulento para as faixas de d_h abaixo de 40 mm, já que o método utilizado para o cálculo do coeficiente de convecção do gás (h_g) só é válido para esse tipo de escoamento.

Definidas as relações genéricas entre os parâmetros geométricos, todas as dimensões são determinadas ao se estipular a velocidade do fluido dentro do tubo (V_o). A área da seção circular do tubo (A_o) é calculada então, utilizando o caudal volumétrica do gás ($\dot{V}_{máx}$) para a faixa de d_h em questão. O valor do raio r é obtido por essa área e todos demais parâmetros são determinados pelas relações estabelecidas entre eles. Estipulou-se o valor de 30 m/s como padrão e se provou um valor que funcionou bem para as faixas de d_h maiores ou iguais a 40 mm. Para valores menores do que 40 mm foi necessário um aumento da velocidade para que os valores de Reynolds fossem válidos e, por serem poucas faixas, foram aplicados diferentes fatores multiplicativos sobre o valor padrão de velocidade para cada uma dessas faixas (Tabela 4.1).

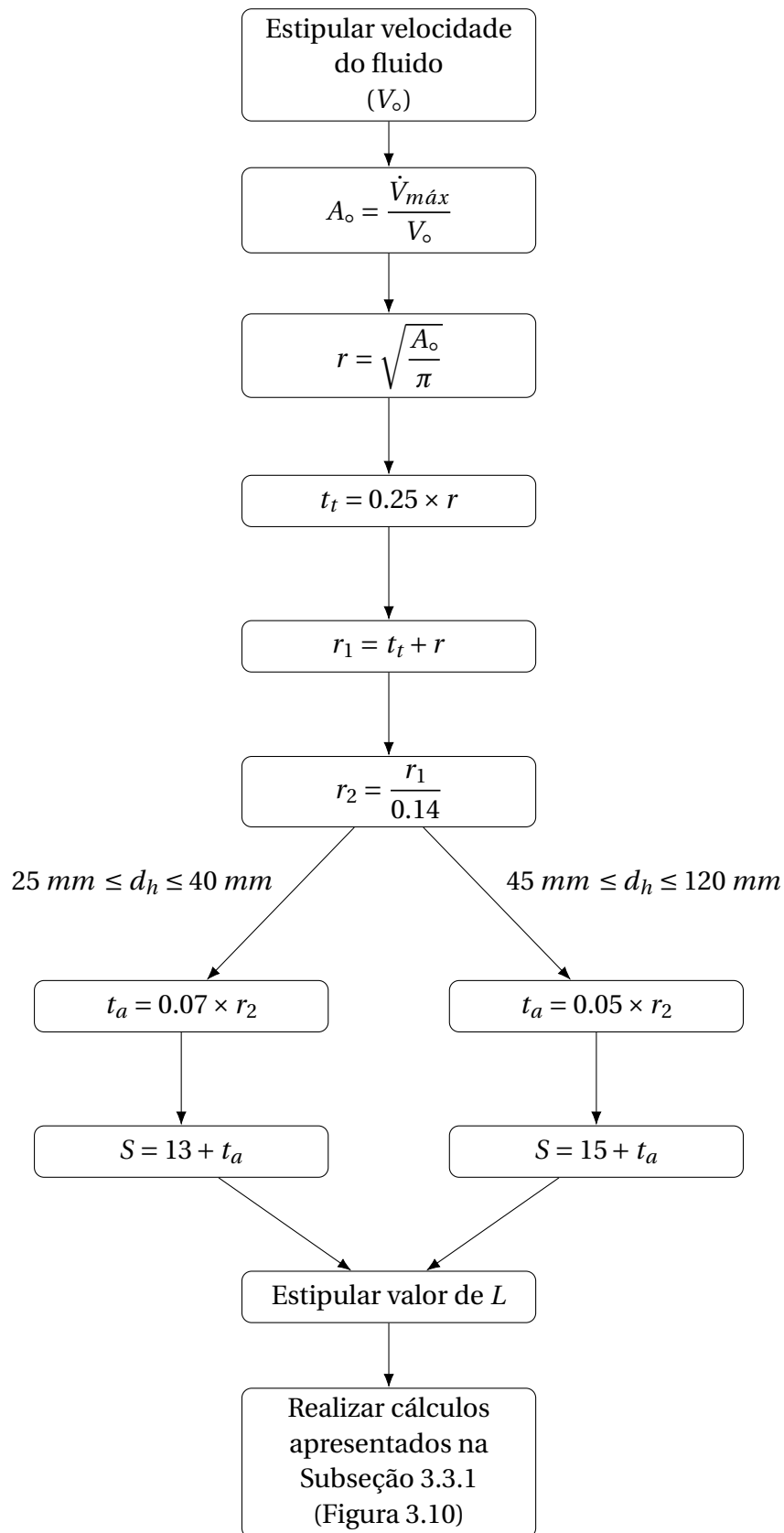


Figura 4.3: Fluxograma mostrando as relações entre os parâmetros geométricos do permutador de calor (Valores das dimensões em *mm*).

Tabela 4.1: Valores das velocidades utilizadas para faixas de diâmetro de constrição (d_h) menores do que 40 mm ($V_o = 30m/s$).

d_h [mm]	Fator Multiplicativo (C)	Velocidade do fluido ($C \times V_o$) [m/s]
25	2.4	72
30	2	51
35	1.6	42
≥ 40	1	30

O único parâmetro que não apresenta relação com os demais é o comprimento de tubo L , no qual foi utilizado um método diferente para a definição de seus valores. Foram separados quatro grupos de valores de d_h : o primeiro com um valor de L fixo e outros três com um valor inicial de L incrementando linearmente até o último valor do grupo. A Tabela 4.2 mostra as relações de L para os diferentes grupos que foi separado. Optou-se por utilizar um valor fixo para as primeiras faixas da base de dados por já existir a necessidade de se variar a velocidade do fluido, citado anteriormente.

O menor comprimento de tubo é 1.73 m e o maior comprimento de tubo ficou em 5.11 m . Importante dizer que por mais que o método utilizado para o dimensionamento de L tenha sido citado depois dos demais parâmetros já definidos não significa que essa ordem se deu no momento do dimensionamento. Todos os parâmetros foram variados através de combinações entre si, inclusive a velocidade padrão do fluido V_o .

Tabela 4.2: Valores de comprimento do permutador (L) utilizados para as diferentes faixas de diâmetro da constrição (d_h).

d_h [mm]	Valores de L [mm]		
	Fixo	Inicial	Incremento
25 até 40	1730	-	-
45 até 65	-	2000	190
70 até 90	-	2980	210
90 até 120	-	4060	210

Como mencionado anteriormente, foram estabelecidas algumas preferências para alguns parâmetros durante as combinações desses parâmetros, já que existem muitas variáveis nesse processo. Para a espessura do tubo (t_t) foi fixado valor de 25% do raio interno do tubo (r) como uma forma fornecer uma segurança em relação a soldagem das alhetas no tubo. Foi priorizado também valores de espessura de alhetas t_a e comprimento de tubos L o menores o possível durante a variação dos parâmetros, sendo para t_a o menor valor 1.45 mm e o maior valor 7.7 mm .

4.3.1 Relação entre os parâmetros geométricos

Como esperado, a necessidade de se aumentar os parâmetros geométricos com a variação de d_h vem da quantidade de gás gerado $\dot{V}_{m\acute{a}x}$, que também aumenta. Esse aumento gera a necessidade de se retirar mais calor do fluido para que o mesmo atinja a temperatura esperada, e a Figura 4.4 mostra a variação dessa quantidade de calor (\dot{Q}_g) com a variação do valor de d_h .

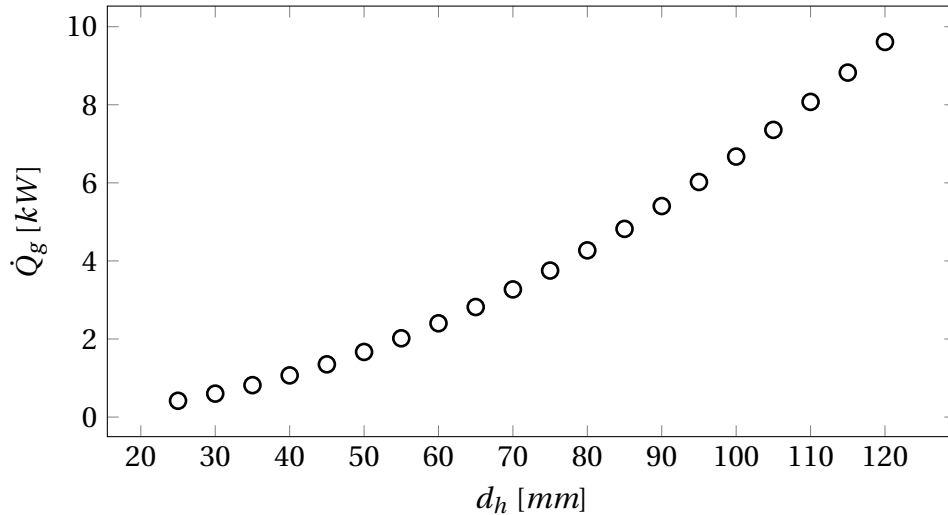


Figura 4.4: Variação da quantidade de calor a ser retirado do fluido (\dot{Q}_g) com a variação do diâmetro da constricção (d_h).

Percebe-se através dos métodos de cálculos utilizados na Subseção 3.3.1 que a variação dos parâmetros geométricos do trocado de calor tem consequências diretas nas resistências térmicas pelo qual o fluxo de calor irá passar, sendo essas responsáveis pela definição de quanto calor será retirado do fluido \dot{Q}_t . Quanto menor a resistência térmica, mais calor o fluido perde. Cada resistência térmica tem uma relação com algum tipo de parâmetro geométrico ou com algum dado calculado a partir desse parâmetro, podendo ser essa relação direta ou inversamente proporcional ao valor final da resistência térmica em questão. Dois parâmetros em específico que exemplificam isso são os raios do tubo (r_1) e das alhetas (r_2), que apresentam uma relação direta entre seus valores. Para uma faixa fixa de d_h , mantendo constante os demais parâmetros em que se é possível, o aumento do raio do tubo gera um consequente aumento no raio da alheta, pela relação mostrada no fluxograma da Figura 4.3, e uma diminuição das três resistências térmicas R_g , R_t e R_∞ (Eqs. (3.37) - (3.39)). O aumento do raio faz com que o valor de h_g diminua, porém o valor de r_1 se sobressai, o que causa a diminuição da resistência R_g . Para a resistência R_t o valor de r_1 é o único que causa impacto direto, já que estamos fazendo o valor de L constante. Com o valor de R_∞ , apesar da área total do tubo disponível para a troca de calor A_t aumentar, a eficiência da alheta η_a diminui com o aumento dos raios, consequentemente causando uma diminuição na eficiência global das alhetas η_g . Ainda assim, o aumento de A_t tende a superar a diminuição de η_g ,

fazendo com que o valor da resistência diminua.

Essa relação entre os parâmetros geométricos e as resistências térmicas também se repete com o aumento do valor de d_h na base de dados, seguindo as dependências da Figura 4.3. Aqui já estamos falando da variação de todos os parâmetros geométricos possíveis. A Figura 4.5 mostra essa relação, e é possível constatar a diminuição dos valores das resistências térmicas conforme d_h aumenta. Esse é um comportamento que se esperava, já que, como dito anteriormente, com o aumento de d_h o caudal volumétrica do gás gerado ($\dot{V}_{m\acute{a}x}$) cresce, exigindo maiores dimensões do permutador devido ao aumento da quantidade de calor presente no fluido. O acréscimo do valor de L é o responsável pelo decréscimo do valor da resistência R_t , já que a relação criada entre os raio r_1 e t_t mantém o valor do logaritmo na Eq. (3.38) constante. Isso faz com que o valor para as três primeiras faixas de d_h sejam iguais e que sua variação seja a menor das três resistências.

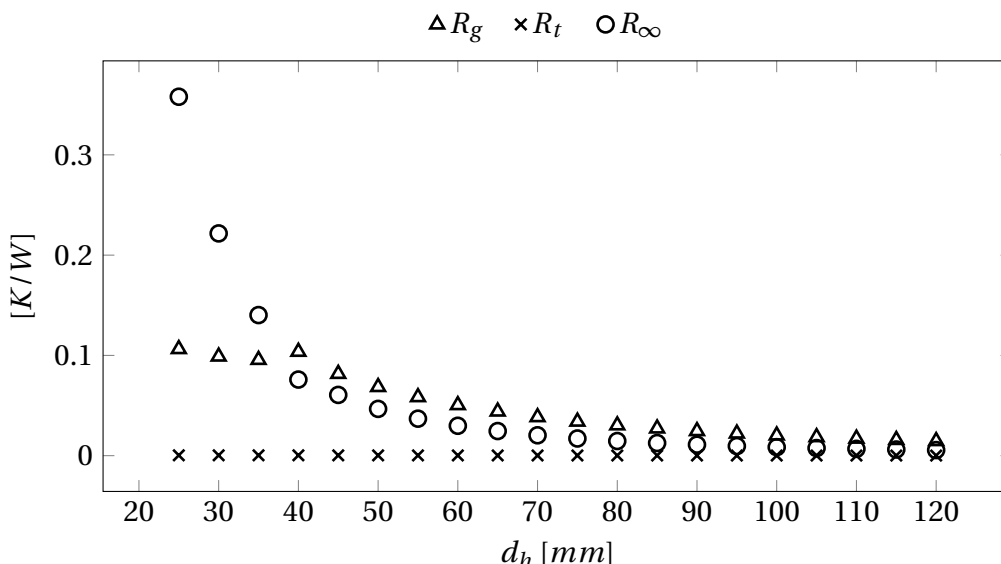


Figura 4.5: Relação das resistências térmicas (R) com o aumento do diâmetro da constricção (d_h).

A relação entre o valor de h_g e a resistência R_g é mostrada na Figura 4.6. Um aumento dos raios do permutador causam uma diminuição no valor de h_g , o que por sua vez contribuiria para um aumento da resistência R_g . Isso mostra que os parâmetros r_1 e L tem uma interferência maior no valor da resistência R_g , já que o seu valor decresce com o aumento do valor de d_h .

Como dito anteriormente, para a resistência térmica do ar R_∞ , o aumento dos parâmetros geométricos faz com que A_t aumente e que η_g diminua, sendo possível notar uma interferência maior provocada pelo valor de A_t no valor da resistência, já que o mesmo decresce com o aumento de d_h . A Figura 4.7 mostra a relação entre a eficiência global das alhetas η_g e o valor da resistência térmica R_∞ , onde, mesmo com a diminuição da eficiência do conjunto de alhetas o valor da resistência diminui. O valor de L tem influência em ambos os valores, já que é utilizado tanto no calculo da eficiência como no calculo da área.

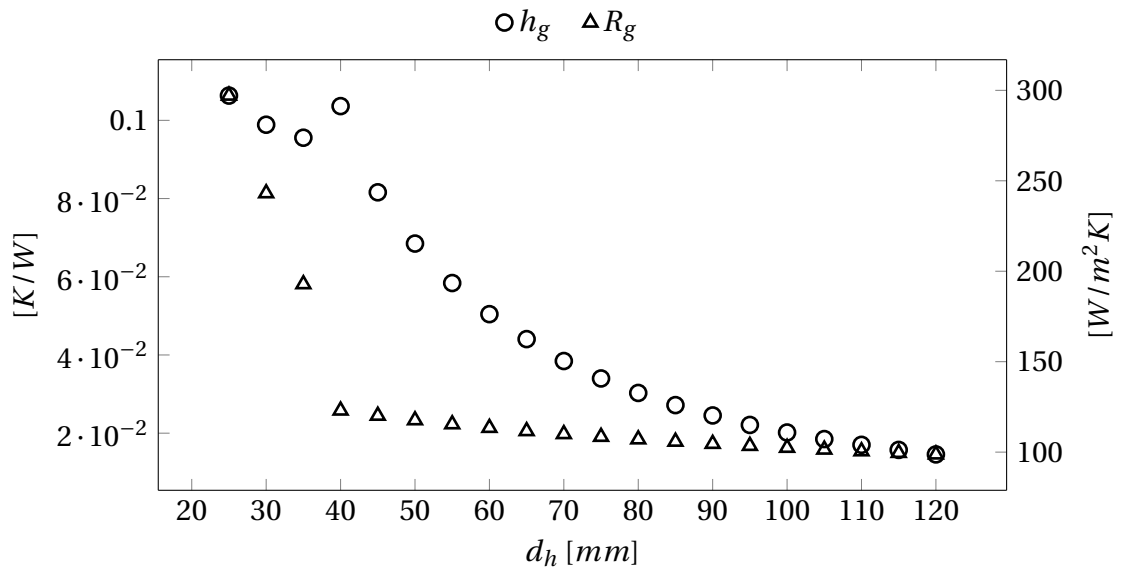


Figura 4.6: Relação entre o coeficiente de convecção do gás produzido (h_g) e a resistência térmica do gás (R_g) com a variação do diâmetro da constricção (d_h).

Observa-se nos gráficos das Figuras 4.5, 4.6 e 4.7 que, para os três primeiros valores de d_h , o comportamento dos valores na ordenada apresentam uma divergência em relação ao seu comportamento a partir do quarto valor em diante, quando se torna mais uniforme. Isso acontece pelo fator multiplicativo utilizado nesses três primeiros pontos (Tabela 4.1).

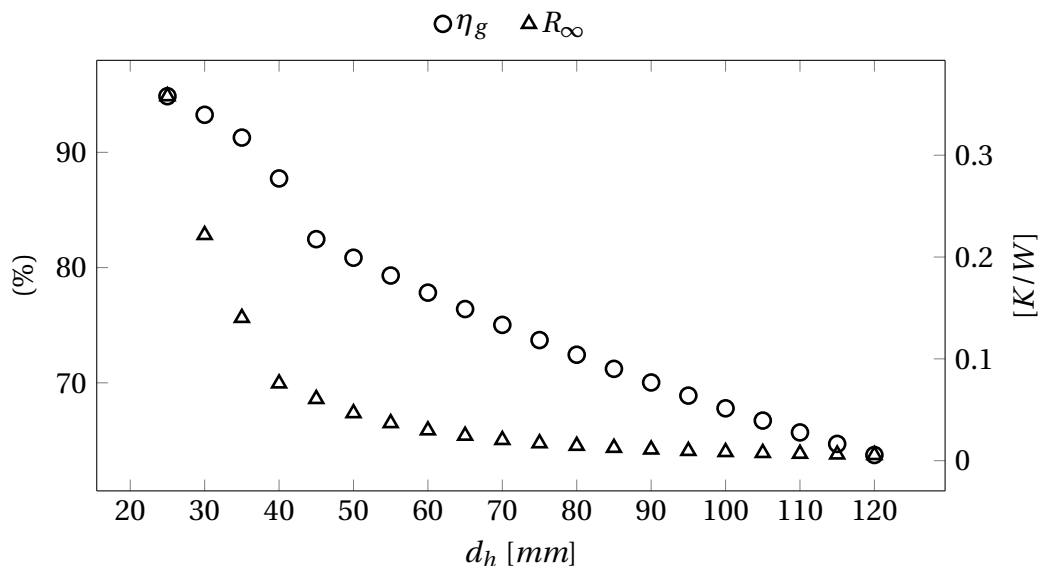


Figura 4.7: Relação entre a eficiência global das alhetas (η_g) e o valor da resistência térmica do ambiente (R_∞).

A respeito dessa dependência entre o aumento dos parâmetros geométricos e a eficiência global das alhetas, mostrados na Figura 4.7, foi feito o máximo para se obter um bom equilíbrio, sendo isso um dos motivos para a limitação do valor máximo de d_h na base de dados. Até o valor de 300 mm para d_h ainda é viável a utilização dos métodos adotados na Seção 3.2

para o cálculo das dimensões do gaseificador. Pode-se dizer então que dois fatores fizeram com que 120 *mm* fosse o último valor de d_h na base de dados:

- A relação inversa entre o crescimento dos parâmetro geométricos e a diminuição de η_g , fazendo com que, quanto maior o valor de d_h , a área disponível tenha que compensar a diminuição da eficiência das alhetas. Optou-se então por parar na casa dos 60% para a eficiência η_g . Essa questão poderia ser resolvido caso os valores dos raios do permutador fossem diminuídos em detrimento de um maior comprimento de tubo L , porém valores muito altos de L não são viáveis para a construção do permutador.
- A crescente quantidade de calor a ser retirada do fluido conforme se aumenta d_h , com valores acima de 100 $m^3 \cdot h^{-1}$ e 9 *kW* para o caudal volumétrica $\dot{V}_{m\acute{a}x}$ e calor a ser retirado do fluido \dot{Q}_g já na faixa de 120 *mm*. O crescimento desses dois parâmetros não se dá de modo linear, o que faz com que para cada incremento de d_h se exija maiores dimensões dos parâmetros geométricos, tornando a sua construção inviável a partir de um determinado ponto.

Uma maneira de contornar esse problema durante o dimensionamento foi a possibilidade de se dividir o caudal do gás em mais do que um tubo numa mesma faixa de d_h , para que se tivessem dois ou mais tubos com dimensões menores pelos quais o fluido iria passar. Esta solução é possível, porém não é viável, já que a soma dos comprimentos dos tubo será maior do que a utilização de apenas um único tubo para as mesmas relações apresentadas entre os parâmetros geométricos. Além disso, a construção de um sistema desse tipo é mais complicado do que a construção do sistema padrão utilizado. Ainda assim essa não é um opção a ser descartada futuramente, já que não foram exploradas outras relações entre os parâmetros geométricos para essa configuração.

Para o menor valor de d_h na base de dados também surgiram questões similares. A princípio, o primeiro valor de d_h a ser utilizado na base de dados seria 20 *mm*, e não 25 *mm*. A alta velocidade necessária para que o escoamento fosse classificado com turbulento, a baixa quantidade de gás produzido e o facto dos parâmetros geométricos gerados serem de valores muito baixos fizeram com que se optasse por descartar essa faixa e começar com o valor de 25 *mm* como o inicial. Ainda assim é possível perceber que os parâmetros geométricos para a primeira faixa são pequenos e que a velocidade do fluido é mais do que o dobro do que a padrão utilizado.

Um parâmetro que poderia ter sido melhor explorado é o valor fixo presente no cálculo de S , que foi dividido para duas faixas de d_h . Os valores de 13 *mm* e 15 *mm* fornecem um bom espaço para a fixação das alhetas, entretanto mais valores entre esses dois poderiam ser estipulados para mais grupos de d_h , provocando um aumento mais gradual. Isso poderia otimizar a distribuição das alhetas de acordo com o tamanho da espessura de alheta t_a , o que poderia causar alguma redução no tamanho de L , um dos parâmetros com maior interferência no permutador de calor.

4.3.2 Temperatura final do fluido

A quantidade final de calor retirado do fluido (\dot{Q}_t) sempre extrapola um pouco o necessário (\dot{Q}_g), sendo possível calcular essa quantidade pela Eq. (4.1). Além disso, utilizando o calor libertado pelo permutador (\dot{Q}_t) e os mesmos parâmetros utilizados para seu cálculo, a temperatura final teórica do gás é calculada na Eq. (4.2). Esses dois parâmetros permitem contabilizar o quanto de calor a mais o permutador retira do fluido.

$$\tau (\%) = \left(\frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_t}{\dot{Q}_g} \right) \times 100 \quad (4.1)$$

$$T_{fg} = T_e - \left(\frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_g \times C_{p_g}} \right) \quad (4.2)$$

A Figura 4.8 mostra a percentagem de calor τ retirado que extrapola a real quantidade necessária e a temperatura final do gás T_{fg} para cada faixa de d_h . O comportamento dos dados apresentam variações distintas para as mesmas faixas em que a variação de L foi dividida, sendo os quatro primeiros mais dispersos pelo fator multiplicativo na velocidade padrão do fluido.

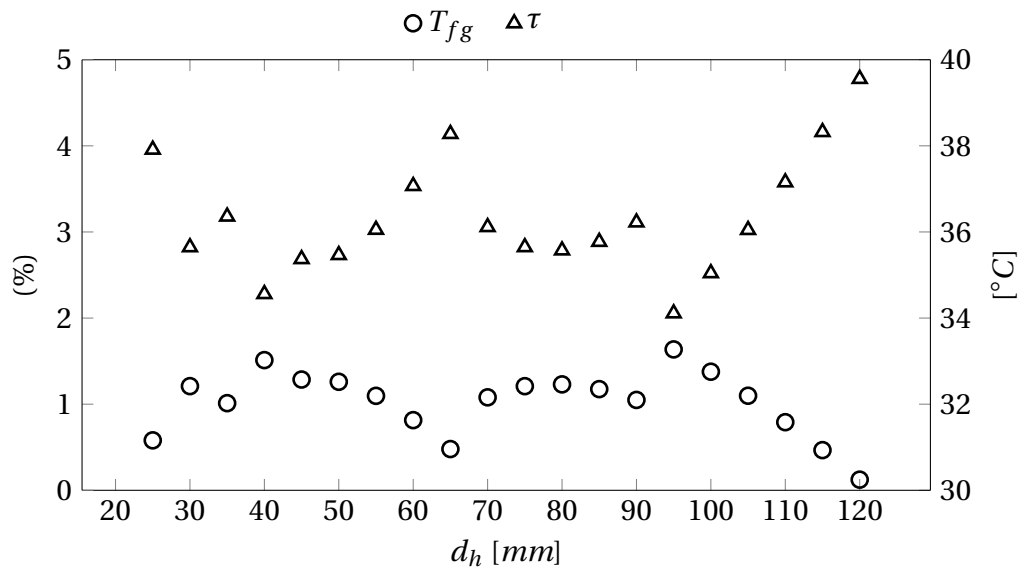


Figura 4.8: Variação da percentagem de calor retirado que extrapola a real quantidade necessária (τ) e a temperatura final do gás produzido (T_{fg}) para cada faixa do diâmetro da constricção (d_h).

Os parâmetros do permutador foram variados de modo que, além de satisfazer a relação $\dot{Q}_t \geq \dot{Q}_g$, o valor final para a quantidade de calor libertada pelo permutador \dot{Q}_t provoque valores de T_{fg} na faixa de 34°C a 40°C. Essa faixa foi estipulada para condicionar quanto o calor \dot{Q}_t ultrapassa o valor do calor \dot{Q}_g .

Todo o dimensionamento do permutador foi feito para condições que, na prática, variam dependendo do lugar ser construído e o método utilizado. Parâmetros como a temperatura ambiente T_{∞} podem variar muito de um lugar para outro ou época do ano. O modo como são fixadas as alhetas no tubo é outro fator que pode fazer com que o rendimento do permutador de calor caia, já que deveria ser levado em consideração a resistência térmica relativa ao tipo de fixação em questão. O valor de h_{∞} utilizado foi conservativo para atenuar essa questão.

O desenho gerado para o permutador leva em consideração todas as suas dimensões calculadas, de modo que a variação de qualquer uma dessas dimensões irá prejudicar seu desempenho. Por outro lado, o tubo alhetado pode variar a respeito do espaço necessário para sua instalação, desde que o comprimento alhetado L e o número de alhetas N sejam respeitados. Um exemplo disso é a Figura 4.9, que mostra a configuração utilizada no protótipo de Lemos (2020). O material utilizado foi aço inoxidável.

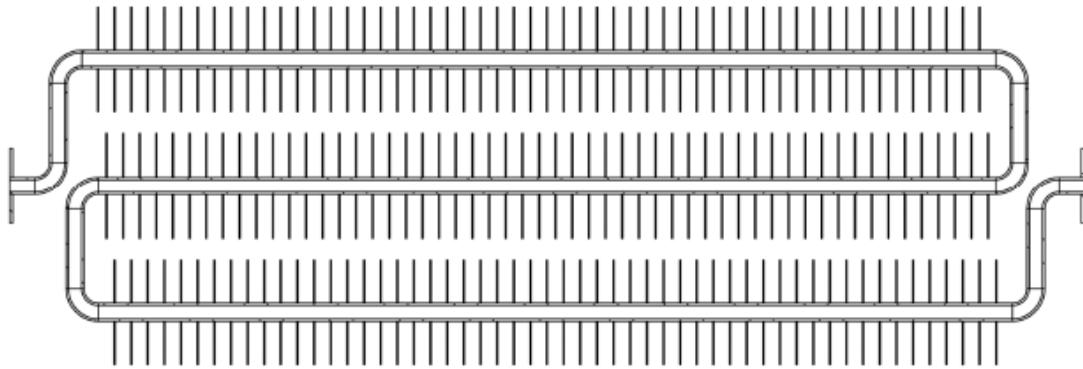


Figura 4.9: Exemplo de configuração do permutador de calor, dimensionado para a construção do protótipo.

Fonte: Lemos (2020).

4.4 Filtro

As dimensões do filtro são determinadas a partir de uma relação linear com o valor do diâmetro da constrição (d_h) na base de dados. O critério escolhido para a altura do filtro (H_f) foi o de tentar manter sua altura semelhante a altura final do gaseificador. A Tabela 4.3 mostra as dimensões escolhidas para o filtro.

Definidas as relações das dimensões do filtro, a Figura 4.10 mostra a perda de carga do gás, em Pa , ao passar pela filtragem em cada faixa do diâmetro da constrição (d_h). Os valores crescem linearmente e refletem as relações escolhidas para as dimensões. As perdas são baixas, com o valor máximo de $5.5 Pa$ para o máximo valor de $d_h = 120 mm$. O aumento da perda de carga para dimensões maiores do gaseificador é normal, e o efeito de sucção dos motores utilizados também aumentam para dimensões maiores do gaseificador, o que

Dimensão	Inicial	Incremento	Final
L_f	500	30	1070
H_f	700	20	1080

Tabela 4.3: Variação das dimensões do filtro de acordo com o valor do diâmetro da restrição (d_h). Todas as dimensões estão em *mm*.

causa uma relação de proporcionalidade.

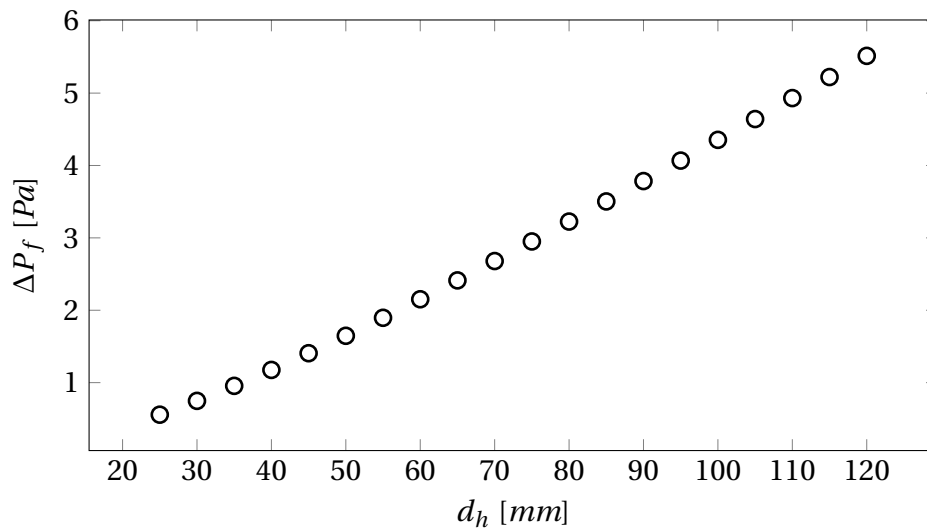


Figura 4.10: Queda de pressão no filtro com a variação de suas dimensões, representado para cada valor do diâmetro da restrição (d_h).

Como no caso do gaseificador, o desenho gerado para o filtro apresenta apenas as principais dimensões do filtro. O material utilizado foi o AISI 1020. A dimensão da altura demonstrada nos desenhos já leva em consideração a altura da serragem da madeira (H_f). Algumas dimensões como a da espessura das chapas e da grade não foram especificadas por ser possível uma variação de seus valores sem a alteração do desempenho do sistema.

A perda de carga calculada está relacionada a quantidade de serragem de madeira que o filtro irá passar, que é exatamente o que causará a filtragem do gás. Dos três componentes dimensionados para o código, o filtro é o que menos foi desenvolvido e carece de mais informações. Um estudo mais aprofundado desse componente pode otimizar suas dimensões e propor soluções melhores em relação ao material filtrante, o que faria a qualidade final do gás progredir.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos Futuros

5.1 Conclusões

Foi automatizado o cálculo de um sistema de produção de trabalho motor alimentado a gaseificação da madeira. O sistema de gaseificação é responsável por gerar o gás que será utilizado como combustível para o motor, e consistiu em três componentes: um gaseificador de leito móvel do tipo *downdraft*, um permutador de calor por convecção natural e uma unidade filtrante.

Foi criado um algoritmo capaz de dimensionar o sistema de acordo com as necessidades de motores de combustão interna. O algoritmo consiste em receber os valores de cilindrada, rotação de trabalho e eficiência volumétrica do motor e, a partir desses parâmetros, fornecer as principais dimensões dos componentes do sistema. O algoritmo foi implementado em um código e desenvolveu-se um programa que fornece o desenho técnico dos componentes do sistema com as principais dimensões. Isto é feito através de um *link* para que se faça o *download* do arquivo em formato PDF. O desenho contém apenas as principais dimensões dos componentes essenciais para o seu funcionamento.

A implementação do algoritmo em código foi feita utilizando-se de linguagens de programação *web front-end*: HTML; CSS; e JavaScript. Utilizou-se essas linguagens para que o programa fosse disponibilizado publicamente para qualquer pessoa com acesso à *Internet*. A linguagem JavaScript foi a responsável pelo funcionamento do programa e pela manipulação dos valores inseridos pelo utilizador, e foi utilizada para a criação de uma base de dados contendo 20 diferentes faixas de dimensões do sistema. Os dados fornecidos pelo utilizador são manipulados e cruzados com essa base de dados, fornecendo assim a faixa de valores das dimensões ideais do sistema. Para o caso do utilizador inserir entradas inválidas o programa mostra mensagens de erros. Além das principais dimensões dos componentes do sistema, o programa fornece, por hora, a máxima quantidade de gás gerada e a quantidade de biomassa consumida. O volume de biomassa para um intervalo de 4 horas também é fornecido. A faixa com as maiores dimensões do conjunto fornece até $101.79 \text{ m}^3 / \text{h}$, sendo esse o valor

máximo de consumo que o programa é capaz de fornecer uma saída. Para o caso da quantidade de gás exigida pelo motor exceder esse valor o programa mostra uma mensagem de erro. Para um poder calorífico do gás de $4.8 \text{ MJ}/\text{m}^3$, o sistema de gaseificação pode fornecer de 5.9 a 135.72 kW de potência.

O gaseificador foi dividido em duas partes: lareira e reservatório. Para as dimensões da lareira das diferentes faixas do gaseificador usaram-se equações polinomiais de segunda ordem a partir dos valores discretos experimentais de Reed and Jantzen (1979) e utilizado as recomendações de Venselaar (1982). As dimensões do reservatório foram estabelecidas com base no volume que a biomassa irá ocupar no intervalo de abastecimento de 4 horas. O trabalho deu como saída apenas as dimensões essenciais a um bom funcionamento do gaseificador, sendo valores de dimensões como, por exemplo, espessura de chapas, medidas de grade e abertura de entrada de biomassa não especificadas.

Para o permutador foi utilizado o modelo de um tubo externamente alhetado, no qual o gás gerado passa pelo seu interior e perde calor para o meio externo. Foram estabelecidas relações entre seus parâmetros geométricos para que se automatizasse o dimensionamento de suas diferentes faixas. Foi discutida a relação entre esse parâmetros e como a alteração delas afetam, entre si, o desempenho do permutador.

Para o filtro foi utilizado serragem de madeira como material filtrante. Suas dimensões foram estipuladas e a perda de carga foi calculada a partir delas. A perda de carga cresce com o aumento das faixas das dimensões do filtro, sendo o maior valor da perda de carga 5.51 Pa . Dos três componentes do sistema o filtro é o que menos foi desenvolvido e apresenta uma carência de informações.

5.2 Trabalhos futuros

Um estudo mais aprofundado a respeito do dimensionamento do filtro poderia melhorar o desempenho do conjunto, fornecendo um gás mais limpo para o abastecimento do motor. Além disso, definir as dimensões secundárias do filtro para todas as faixas iriam tornar os desenhos mais completos. Definir as dimensões secundárias do gaseificador como a espessura das chapas, altura do depósito de cinzas, porta de entrada de biomassa, porta para limpeza do depósito de cinzas, etc, tornaria os desenhos mais completos. Levar em consideração o tipo de fixação das alhetas no tubo do permutador e adicionar o seu valor como um resistência térmica para seu dimensionamento.

A possibilidade de se mudar o armazenamento da base de dados utilizando linguagem de programação *web back-end* poderia aumentar a quantidade de parâmetros de saída, assim como ter a possibilidade de se armazenar o perfil do utilizador.

Bibliografia

- Alves, C. D. (2010). Caracterização de um gaseificador do tipo downdraft. *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Pará.*
- Balu, E. and Chung, J. (2012). System characteristics and performance evaluation of a trailer-scale downdraft gasifier with different feedstock. *Bioresource technology*, 108:264–273.
- Basu, P. (2010). *Biomass gasification and pyrolysis: practical design and theory*. Academic press.
- Bergman, T. (2000). *Fundamentos de transferência de calor e de massa (7a. ed)*. Grupo Gen - LTC, City.
- Bhattacharya, S., Pham, H.-L., et al. (2001). A study on a multi-stage hybrid gasifier-engine system. *Biomass and Bioenergy*, 21(6):445–460.
- Brandini, A. (1983). Experiencias con gasificadores en el brazil. *Manual del curve de gasificación de la Madera en Centro America y el Caribe*, pages 308–320.
- Bridgwater, A. (2002). The future for biomass pyrolysis and gasification: status, opportunities and policies for europe: Bio-energy research group. *Aston University, Birmingham B4 7ET, UK.*
- Bridgwater, A. V. (2003). Renewable fuels and chemicals by thermal processing of biomass. *Chemical engineering journal*, 91(2-3):87–102.
- Coronado Rodríguez, C. J. (2007). Análise técnica econômica de um gaseificador de biomassa de 100 kg/h para acionamento de um motor de combustão interna. *Universidade Estadual Paulista (UNESP).*
- Dhepe, P. L. and Fukuoka, A. (2008). Cellulose conversion under heterogeneous catalysis. *ChemSusChem: Chemistry & Sustainability Energy & Materials*, 1(12):969–975.
- Evan You (2014). Vue.js introduction. <https://vuejs.org/v2/guide/>, Último acesso em 18-08-2020.

- Ferreira, J. C., Furtado, T. S., Brand, M. A., and da Silva, H. D. (2009). Variação da massa específica básica da madeira de *Pinus taeda* em função das diferentes idades e posições longitudinais no tronco. In *Embrapa Florestas-Resumo em anais de congresso (ALICE)*. In: Evento de iniciação científica de Embrapa Florestas, 8., 2009, Colombo
- Groeneveld, M. J. (1980). *The co-current moving bed gasifier*. PhD thesis, Technische Hogeschool Twente -.
- Guangul, F. M., Sulaiman, S. A., and Ramli, A. (2012). Gasifier selection, design and gasification of oil palm fronds with preheated and unheated gasifying air. *Bioresource technology*, 126:224–232.
- Guo, F., Dong, Y., Dong, L., and Guo, C. (2014). Effect of design and operating parameters on the gasification process of biomass in a downdraft fixed bed: An experimental study. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(11):5625–5633.
- Hernández, J. J., Aranda-Almansa, G., and Bula, A. (2010). Gasification of biomass wastes in an entrained flow gasifier: Effect of the particle size and the residence time. *Fuel Processing Technology*, 91(6):681–692.
- Kallis, K. X., Susini, G. A. P., and Oakey, J. E. (2013). A comparison between miscanthus and bioethanol waste pellets and their performance in a downdraft gasifier. *Applied energy*, 101:333–340.
- Kaupp, A. and Goss, J. (1981). State-of-the-art report for small scale (to 50 kW) gas producer-engine systems. Technical report, California Univ., Davis (USA). Dept. of Agricultural Engineering.
- Kjellström, B., Stassen, H., and Silva, D. (1986). Wood gas as engine fuel. *Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO), Via-delle Terme di Caracalla, Italy*.
- Klimantos, P., Koukouzas, N., Katsiadakis, A., and Kakaras, E. (2009). Air-blown biomass gasification combined cycles (bgcc): System analysis and economic assessment. *Energy*, 34(5):708–714.
- Lemos, D. d. S. (2020). Gaseificador downdraft para operação de motores de combustão interna de pequena potência. Master's thesis, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Instituto Politécnico de Bragança. Programa de Dupla Diplomação, Bragança.
- Liu, H., Hu, J., Wang, H., Wang, C., and Li, J. (2012). Experimental studies of biomass gasification with air. *Journal of natural gas chemistry*, 21(4):374–380.
- Lora, E. E. S., Andrade, R. V., Ángel, J. D. M., Leite, M. A. H., Rocha, M. H., Sales, C., Mendoza, M. A. G., and Coral, D. d. S. O. (2012). Gaseificação e pirólise para a conversão da biomassa em eletricidade e biocombustíveis. *Biocombustíveis. Editora Integrada: Rio de Janeiro*.

- Lora, E. E. S., Andrade, R. V., and Aradas, M. E. C. (2004). Geração elétrica em pequena escala a partir da gaseificação de biomassa. *Proceedings of the 5th Encontro de Energia no Meio Rural*.
- McKendry, P. (2002). Energy production from biomass (part 3): gasification technologies. *Bioresource technology*, 83(1):55–63.
- Olgun, H., Ozdogan, S., and Yinesor, G. (2011). Results with a bench scale downdraft biomass gasifier for agricultural and forestry residues. *biomass and bioenergy*, 35(1):572–580.
- Patel, V. R., Upadhyay, D. S., and Patel, R. N. (2014). Gasification of lignite in a fixed bed reactor: Influence of particle size on performance of downdraft gasifier. *Energy*, 78:323–332.
- Patra, T. K. and Sheth, P. N. (2015). Biomass gasification models for downdraft gasifier: A state-of-the-art review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50:583–593.
- Rajvanshi, A. K. (1986). Biomass gasification. *Alternative energy in agriculture*, 2(4):82–102.
- Ramírez, J. and Martínez, J. (2007). Experimentos de gasificación con cascarilla de arroz colombiana en lecho fluidizado. *Colección Monografías y Tesis*, 4:186.
- Reed, T. (1979). Survey of biomass gasification, volume 2: Principles of gasification. Technical report, National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- Reed, T. and Jantzen, D. (1979). Generator gas: The Swedish experience from 1939-1945. Technical report, SERI/SP-33-140, Solar Energy Research Institute, Golden, CO.
- Reed, T. B. and Das, A. (1988). *Handbook of biomass downdraft gasifier engine systems*. Biomass Energy Foundation.
- Robbins, J. (2018). *Learning Web Design : a beginner's guide to HTML, CSS, Javascript, and Web Graphics*. O'Reilly, Beijing Sebastopol, CA.
- Rubio, M. G. A. and Jaouharuek, K. (2016). Small-scale shaking single-stage downdraft biomass gasifier. In *2016 International Conference on Cogeneration, Small Power Plants and District Energy (ICUE)*, pages 1–5. IEEE.
- Saleh, A. R., Sudarmanta, B., Fansuri, H., and Muraza, O. (2020). Syngas production from municipal solid waste with a reduced tar yield by three-stages of air inlet to a downdraft gasifier. *Fuel*, 263:116509.
- Singla, M., Singh, M., and Dogra, R. (2020). Experimental investigation of imbert downdraft gasifier using rice straw briquettes. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, pages 1–11.

- Susastriawan, A., Saptoadi, H., and Purnomo (2017). Small-scale downdraft gasifiers for biomass gasification: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76:989–1003.
- Susastriawan, A., Saptoadi, H., and Purnomo (2019). Comparison of the gasification performance in the downdraft fixed-bed gasifier fed by different feedstocks: Rice husk, sawdust, and their mixture. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 34:27–34.
- Tinaut, F. V., Melgar, A., Perez, J. F., and Horrillo, A. (2008). Effect of biomass particle size and air superficial velocity on the gasification process in a downdraft fixed bed gasifier. an experimental and modelling study. *Fuel processing technology*, 89(11):1076–1089.
- Trahan, J., Graziani, A., Goswami, D. Y., Stefanakos, E., Jotshi, C., and Goel, N. (2014). Evaluation of pressure drop and particle sphericity for an air-rock bed thermal energy storage system. *Energy Procedia*, 57:633–642.
- Upadhyay, D. S., Sakhiya, A. K., Panchal, K., Patel, A. H., and Patel, R. N. (2019). Effect of equivalence ratio on the performance of the downdraft gasifier—an experimental and modelling approach. *Energy*, 168:833–846.
- Venselaar, J. (1982). Design rules for down-draught gasifiers, a short review. *IT Bandung, Indonesia*.
- Warnecke, R. (2000). Gasification of biomass: comparison of fixed bed and fluidized bed gasifier. *Biomass and bioenergy*, 18(6):489–497.
- Wood, M. and Branch, P. (1986). Wood gas as engine fuel. *Food and Agriculture Organization of the United Nations*, 133.
- Yin, R., Liu, R., Wu, J., Wu, X., Sun, C., and Wu, C. (2012). Influence of particle size on performance of a pilot-scale fixed-bed gasification system. *Bioresource technology*, 119:15–21.