

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

ANDRÉ FRANCISCO DA CRUZ

**MODELAGEM DE FORNALHA E CALDEIRA PARA COMBUSTÃO DE RESÍDUOS
SÓLIDOS URBANOS**

GUARAPUAVA

2023

ANDRÉ FRANCISCO DA CRUZ

**MODELAGEM DE FORNALHA E CALDEIRA PARA COMBUSTÃO DE RESÍDUOS
SÓLIDOS URBANOS**

**MODELING OF FURNACE AND BOILER FOR COMBUSTION OF MUNICIPAL
SOLID WASTE**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Prof. Dr. Renan Manozzo Galante

GUARAPUAVA

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

ANDRÉ FRANCISCO DA CRUZ

**MODELAGEM DE FORNALHA E CALDEIRA PARA COMBUSTÃO DE RESÍDUOS
SÓLIDOS URBANOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel da Universidade Tecnológica Federal do
Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 23/06/2023

Renan Manozzo Galante
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Sérgio Dalmás
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Raquel da Cunha Ribeiro da Silva
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA

2023

Dedico este trabalho à minha família e amigos, que sempre estiveram do meu lado me apoiando.

AGRADECIMENTOS

Deixo aqui registrado meu mais profundo agradecimento a minha família, em especial meus pais e irmãos que sempre me apoiaram e entenderam a minha falta em vários momentos. À minha namorada, que nesta etapa final esteve partilhando minhas angustias e preocupações. E a todos os amigos que estiveram presentes comigo nesta caminhada. Pelo apoio incondicional demonstrado durante toda a minha graduação, pelos incentivos, pela parceria e por todas as risadas compartilhadas. Não posso deixar de mencionar os suportes emocionais nos momentos mais difíceis em que pensei em desistir. Sem vocês este sonho nunca teria sido realizado, e com certeza esses momentos ficarão para sempre marcados na minha memória!

Agradeço também aos professores que partilharam um pouco do conhecimento que possuem. Poderia citar vários aqui, mas não posso deixar de agradecer aos professores Dr. Ana Lúcia Ferreira, Dr. Sílvia do Nascimento Rosa, Dr. Aldo Przybysz e Dr. Denise Alves Ramalho. Pessoas que admiro muito, tanto pelo conhecimento que possuem, mas sobretudo pelos seres humanos que são, sempre demonstrando empatia e prazer em partilhar o conhecimento.

E, não menos importante, ao meu orientador, Prof. Dr. Renan Manozzo Galante. Obrigado, principalmente por toda paciência e por não ter desistido de me ajudar nesta jornada. Seus ensinamentos foram e serão preciosos na minha vida pessoal e profissional.

“Guarda a sabedoria e a reflexão, não as percas de vista. Elas serão a vida de tua alma e um adorno para o teu pescoço. Então caminharás com segurança, sem que teu pé tropece.”
(Provérbios 3:21-23, Bíblia Sagrada).

RESUMO

Com o crescimento da população mundial surgem alguns problemas, dentre os quais o aumento pela demanda de energia e o crescimento da geração de resíduos sólidos urbanos, com isso surgem problemas graves, como a coleta e destinação adequada destes materiais. Uma das alternativas para amenizar os dois problemas, tem sido a utilização de plantas termoelétricas voltadas para o aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos. Essa ideia, além resolver dois problemas de uma só vez, vem de encontro com a busca por fontes de energias alternativas, e, se haver grandes avanços tecnológicos, pode se tornar uma solução ambientalmente ideal para os problemas citados. Dito isso, um dos primeiros passos é estudar e verificar como esses resíduos se comportam quando utilizados como combustível, os parâmetros de combustão, como a energia é transferida do gás até a água e, através do ciclo Rankine, determinar a viabilidade do aproveitamento energético desta aplicação. Para isso, é necessário levantar informações essenciais, como quais materiais são coletados, determinar suas frações gravimétricas e o poder calorífico do combustível. Além, é claro, de modelar como se comporta a transferência de calor em fornalhas, levando em consideração o conceito de resistências térmicas do sistema, e por fim, calcular as eficiências da fornalha, caldeira e do sistema como um todo. É possível observar que, dentro das limitações propostas, a utilização deste tipo de combustível é viável para o aproveitamento energético, porém, para que haja a utilização em larga escala, é necessário avanços tecnológicos.

Palavras-chave: Termodinâmica; geração termoelétrica; resíduos sólidos urbanos; Rankine.

ABSTRACT

With the growth of the world population arise some problems, among which the increase in the demand for energy and the growth of the generation of municipal solid waste, with this arise serious problems, such as the collection and proper disposal of these materials. One of the alternatives to alleviate both problems has been the use of thermoelectric plants aimed at the energy use of municipal solid waste. This idea, in addition to solving two problems at once, comes against the search for alternative energy sources, and, if there are major technological advances, it can become an environmentally ideal solution to the problems mentioned. That said, one of the first steps is to study and verify how these residues behave when used as fuel, the combustion parameters, how the energy is transferred from the gas to the water and, through the Rankine cycle, determine the feasibility of the energy use of this application. For this, it is necessary to raise essential information, such as which materials are collected, determine their gravimetric fractions and the calorific value of the fuel. In addition, of course, to model how heat transfer behaves in furnaces, taking into account the concept of thermal resistances of the system, and finally, to calculate the efficiencies of the furnace, boiler and the system as a whole. It is possible to observe that, within the proposed limitations, the use of this type of fuel is feasible for energy use, however, for there to be large-scale use, technological advances are necessary.

Keywords: Thermodynamics; thermoelectric generation; municipal solid waste; Rankine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fração gravimétrica de RSU no Brasil	18
Figura 2 - Representação simplificada do processo para aproveitamento de energia térmica	20
Figura 3 - WtE Celje - Eslovênia	22
Figura 4 - Transferência de calor em uma fornalha simplificada com paredes d'água	29
Figura 5 - Resistência térmica de escoamento de gases em um tubo envolvido por fluido	29
Figura 6 - Ciclo Rankine simples ideal	34
Figura 7 - Componentes do ciclo Rankine.....	35
Figura 8 - Esquematização de trocador de calor	36
Figura 9 - Eficiência isentrópica da turbina.....	38
Figura 10 - Representação do problema.....	40
Figura 11 - Funcionamento proposto para a caldeira	42
Figura 12 - Representação da forma construtiva.....	43
Figura 13 - Temperaturas na fornalha.....	43
Figura 14 - Esquematização do gradiente de temperatura	48
Figura 15 - Esquematização proposto para o HX1	48
Figura 16 - Esquematização proposto para o HX2.....	49
Figura 17 - Esquematização de HX3.....	49
Figura 18 - Esquematização proposta para a turbina	50
Figura 19 - Esquematização do condensador	50
Figura 20 - Esquematização da bomba.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Análise elementar e imediata para RSU	24
Tabela 2 - Valores dos coeficientes	28
Tabela 3 - Parâmetros iniciais	41
Tabela 4 - Parâmetros construtivos da fornalha	43
Tabela 5 - Temperaturas presentes na fornalha.....	44
Tabela 6 - Parâmetros do combustível.....	44
Tabela 7 - Parâmetros para a transferência de calor	46
Tabela 8 - Eficiência isentrópica da turbina e bomba	51
Tabela 9 - Parâmetros do combustível.....	52
Tabela 10 - Resultados associados à combustão	54
Tabela 11 - Resultados associados à transferência de calor.....	54
Tabela 12 - Resultados da transferência de calor	55
Tabela 13 - Temperaturas das paredes	55
Tabela 14 - Parâmetros finais	56
Tabela 15 – Trabalhos do ciclo Rankine	59
Tabela 16 - Resultados do ciclo Rankine	59

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Processos e temperaturas dos fluidos	55
Gráfico 2 - Temperatura do gás	57
Gráfico 3 - Temperatura da água	58
Gráfico 4 - Temperatura do ar	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABRELPE	Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
PNRS	Política Nacional de Resíduos Sólidos
RSU	Resíduos Sólidos Urbanos
<i>WtE</i>	Waste to Energy

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Justificativa	15
1.2	Objetivo geral	16
1.2.1	Objetivos específicos.....	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Resíduos sólidos urbanos	17
2.1.1	Incineração de RSU com aproveitamento energético	19
2.1.2	Emissões de substâncias provenientes da queima de RSU	221
2.1.3	<i>Waste-to-Energy</i> localizada em Celje.....	22
2.2	Combustão de rsu	23
2.3	Transferência de calor na fornalha	28
2.4	Ciclo rankine	33
2.5	Trocadores de calor	35
2.6	Turbina e bomba	37
3	METODOLOGIA	39
3.1	Descrição do problema	39
3.2	Modelagem e transferência de calor na fornalha	42
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
4.1	Conclusões	59
4.2	Sugestões para trabalhos futuros	61
	REFERÊNCIAS	62

1 INTRODUÇÃO

Um dos maiores problemas gerados pelo aumento da população é a geração de resíduos sólidos urbanos (RSU). Dados apurados pela ABRELPE mostram que em 2020 foram gerados cerca de 82,5 milhões de toneladas de RSU, o que representa uma média diária de aproximadamente 1,07 kg por habitante. Esse índice elevado deve-se boa parte por conta da ocorrência da COVID-19, que obrigou a população a adequar-se em formas de consumo diferentes, como os serviços de entrega de refeições, compras online, *home office* etc. Estes são alguns exemplos que causam um aumento de geração de RSU domiciliar. (ABRELPE, 2021).

Com o aumento da geração de resíduos sólidos urbanos, surgem problemas graves, como a coleta e destinação adequada destes materiais. Segundo a ABRELPE, em 2020 mais de 60% (cerca de 46 milhões de toneladas) de RSU coletados tiveram a destinação final em aterros sanitários, que é prevista na Política Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS) como destinação ambientalmente adequada. Quase 40% restante de RSU, tiveram destinação final em locais inadequados, que incluem lixões a céu aberto. (ABRELPE 2021).

Outro problema gerado com o aumento da população e a constante dependência de crescimento econômico é a demanda crescente por energia. Dados levantados pelo EPE (Empresa de Pesquisa Energética), em seu relatório publicado em 2021, tendo como ano base 2020, mostra que o consumo domiciliar de energia elétrica cresceu 4,05% em relação ao ano anterior, 2019. Também é possível observar que a capacidade total instalada para geração de energia elétrica no país atingiu 174.737 MW, um aumento de 3,93% em relação a 2019. (EPE, 2021).

A energia é fundamental para o desenvolvimento de uma sociedade sustentável, e, sem uma fonte de serviços energéticos acessíveis, viáveis e modernos, não é possível que um país em desenvolvimento assegure condições de vida confortáveis para sua população e possa se desenvolver por completo. Por conta das restrições econômicas desses países, é essencial que haja um bom planejamento para se construir uma matriz energética sustentável e de qualidade. Um mal planejamento pode acarretar desperdício de dinheiro e de

esforços sociais, além de, ao invés de acelerar o desenvolvimento do país, acabar atrasando-o. Para que o planejamento seja eficiente, novas fontes de geração de energia vêm sendo estudadas, em especial as fontes de energia renováveis e aquelas que não causam danos ao meio ambiente, destacando-se pesquisas no desenvolvimento de energia nuclear, eólica, geotérmica, biomassa e sistemas híbridos. (ABREU, 2020; MAZIOLI, 2019).

Nesse contexto, surgem soluções que podem resolver os dois problemas, tanto a destinação adequada de RSU quanto a demanda por energia elétrica. Algumas cidades brasileiras já vêm utilizando usinas de incineração que geram energia, adicionalmente, utilizando resíduos sólidos urbanos como combustível para tais processos. Essa ideia vem ao encontro com a busca por fontes de energias alternativas. (CAIXETA, 2005).

Porém, como todo processo de incineração, a queima de resíduos sólidos libera gases nocivos ao meio ambiente e à saúde humana. A combustão de RSU produz partículas e gases, tais como monóxido de carbono (CO), metano (CH₄), hidrocarbonetos leves, compostos orgânicos voláteis e semivoláteis. Em alguns casos, dependendo de qual RSU está sendo incinerado, libera-se também partículas de metais, como chumbo (Pb) ou mercúrio (Hg), além de dioxinas e furanos, que são altamente tóxicos, podendo causar até mesmo o câncer. (JÚNIOR et al, 2018; ASSUNÇÃO; PESQUERO, 1999).

Segundo o PARLAMENTO EUROPEU (2021), a destinação de RSU que mais traz riscos ao meio ambiente e à vida de humanos e animais é a eliminação dos resíduos através de aterros sanitários, porém, é a alternativa mais barata, o que justifica a grande utilização deles na maioria dos países.

Vários países desenvolvidos já se destacam no cenário energético através da incineração de resíduos sólidos urbanos. O Japão é o país que mais se beneficia com essa tecnologia, utilizando cerca de 78% do RSU gerado para obtenção de energia, e, deposita apenas 15% de seus resíduos sólidos urbanos em aterros. Na Europa, a recuperação energética está na casa dos 5,6%, enquanto nos Estados Unidos, em 2019, foram gerados cerca de 13 bilhões de kWh através da incineração de 25 milhões de toneladas de RSU. Já o cenário na América Latina é totalmente diferente. Dentre todos os países do continente, o Brasil é o que mais gera lixo, representando cerca de 40% do total. Em 2021, o Brasil possuía 2100 aterros onde os resíduos sólidos são descartados, e

apenas 276 plantas energéticas de biogás em operação, o que mostra um atraso grande em relação aos países desenvolvidos. (GNPW GOUP, 2021).

E, para determinar se a incineração de algum material com o objetivo de gerar vapor é viável, deve-se antes de tudo ter o conhecimento de como a combustão desses materiais se comporta. Determinar o poder calorífico e as temperaturas resultantes de sua queima, o quanto de calor é gerado e transferido para a água, que tem papel fundamental na geração de energia elétrica, o quanto dessa energia térmica é realmente aproveitado, são questões essenciais para a escolha e validação de qualquer combustível.

1.1 Justificativa

A utilização de termoeletricas responsáveis por gerar energia elétrica através da queima de RSU, apesar de ainda serem pouco utilizadas no cenário nacional, é uma realidade que vem crescendo nas cidades brasileiras. Pois acarreta a diminuição de problemas como lixões a céu aberto e aterros sanitários, além disso, gera energia que pode suprir a demanda da matriz elétrica.

Porém a queima de resíduos sólidos urbanos pode não ser tão vantajosa, tanto energeticamente, ecologicamente e financeiramente. Deste modo, surge a necessidade de conhecer aspectos triviais em relação à combustão destes materiais, como o poder calorífico proveniente da sua queima, as temperaturas resultantes e a taxa de transferência de calor do gás de combustão para a água.

Diante dos argumentos apresentados, o estudo sobre o poder calorífico e a transferência de calor em fornalhas, quando se utiliza resíduos sólidos urbanos como combustível, vêm se mostrando muito importante no âmbito ambiental e financeiro, desta maneira, a justificativa para a realização deste trabalho é para agregar ainda mais neste ramo de pesquisas científicas, e, talvez futuramente servir como inspiração para novas pesquisas ainda mais aprofundadas a respeito do assunto.

1.2 Objetivo geral

Desenvolver um modelo de fornalha e caldeira para aplicação em ciclo Rankine voltados para a incineração de resíduos sólidos urbanos.

1.2.1 Objetivos específicos

1) Identificar a composição média dos resíduos sólidos urbanos gerados no Brasil considerando-os para a combustão.

2) Desenvolver um modelo para fornalha e caldeira a partir da teoria de transferência de calor.

3) Fazer o aproveitamento térmico dos gases quentes provenientes da combustão para a geração de potência em ciclo Rankine.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para que haja um entendimento do que será abordado neste estudo, é necessário ter o mínimo de conhecimento específico para cada uma das linhas abordadas. As seções seguintes trazem estas informações.

2.1 Resíduos sólidos urbanos

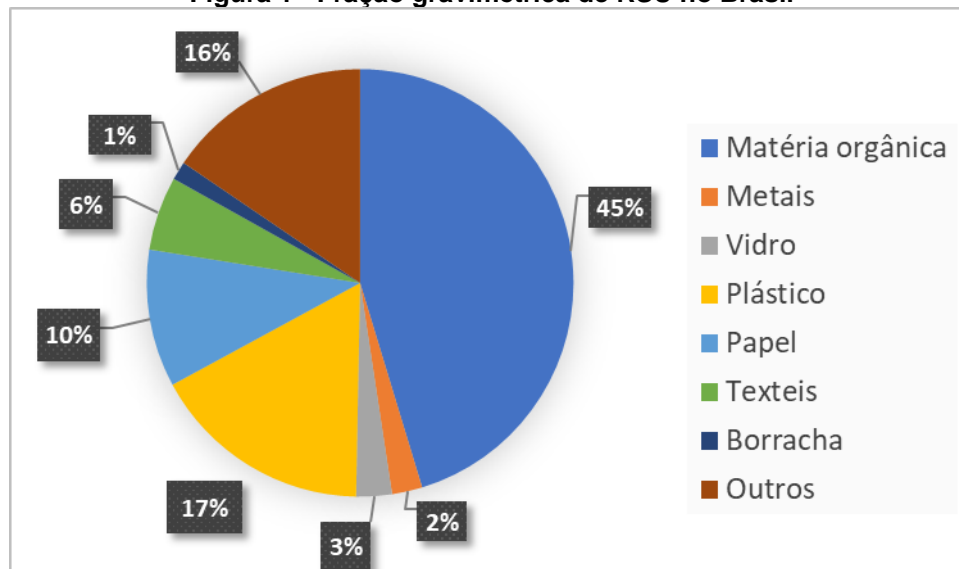
Segundo a Política Nacional de Resíduos Sólidos (2010), entende-se por resíduo sólido como qualquer material, substância, objeto resultante de qualquer atividade humana, que foi descartado, seja de forma sólida, líquida ou gasosa (ambos dentro de recipientes), e que se torne inviável o seu lançamento em rede pública de esgoto, ou que seja exigido soluções técnica ou economicamente inviáveis para a sua destinação final.

Diante desta definição, RSU dispõe de uma fração dos resíduos dispostos acima. Compreende os resíduos gerados pela atividade doméstica, hospitalar (hospitais, farmácias, clínicas, etc.), comercial e de serviços. (GRIPP, 1998).

A geração excessiva de resíduos sólidos urbanos é uma questão que vem se agravando no Brasil com o decorrer dos anos. Em 2020, foram geradas 82.477.300 toneladas de RSU no Brasil, sendo a região sudeste responsável por 49,7% de toda a geração nacional. O índice de coleta desses resíduos, em 2020, alcançou uma cobertura de 92,2% de toda a geração, ou seja, cerca de 76,1 milhões de toneladas foram coletadas. O maior problema, no Brasil, é a destinação final dos resíduos sólidos urbanos coletados. Em 2020, 46 milhões de toneladas foram enviadas para aterros sanitários (destinação adequada), enquanto quase 40% do total de resíduos coletados foi destinado tiveram fim em áreas inadequadas, que incluem lixões e aterros controlados. (ABRELPE, 2021).

A Figura 1, representa as frações dos materiais encontrados nos resíduos sólidos urbanos coletados no Brasil em 2020, de acordo com o (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2020).

Figura 1 - Fração gravimétrica de RSU no Brasil



Fonte: Adaptado de Ministério do meio ambiente, 2020

Comparado com o Brasil, o cenário na Europa é bem diferente. Em 2014, foi criado um documento, chamado “Rumo a uma economia circular: um programa para o desperdício zero”, no qual a Comissão Europeia apresenta propostas para, até 2030, aumentar a reciclagem e a reutilização de resíduos urbanos em 70% de todo material gerado no continente. (ZAGO; BARROS, 2017).

Na China, a rápida urbanização e industrialização acarretaram em um aumento significativo do volume de resíduos sólidos urbanos. Em 2016, a China produziu uma quantidade de 170 milhões de toneladas de resíduos sólidos, e o acúmulo desses materiais não tratados atingiu a casa de 7 bilhões de toneladas, além disso, apresentou um aumento anual entre 8 e 10%. A situação está se tornando um problema grave no país, isto porque, devido ausência de infraestrutura, os resíduos estão sendo depositados em torno das cidades. Cerca de dois terços das cidades chinesas estão presas por um “cerco de lixo”, que gera mal cheiro, além de atrair animais e conseqüentemente doenças para a sociedade, no geral, um incômodo para a saúde humana. Outro problema, é que ocupam grandes espaços que poderiam ser usados para a construção de novos centros urbanos ou de indústrias que colaborariam com o desenvolvimento do país. (XIN-GANG et al., 2016). Segundo XIN-GANG, 2016 apud GALANTE (2019), a China tem o objetivo de propiciar uma destinação correta de 90% de todo RSU gerado no país, e, dessa parcela, para a incineração seria destinado cerca de 35%.

2.1.1 Incineração de RSU com aproveitamento energético

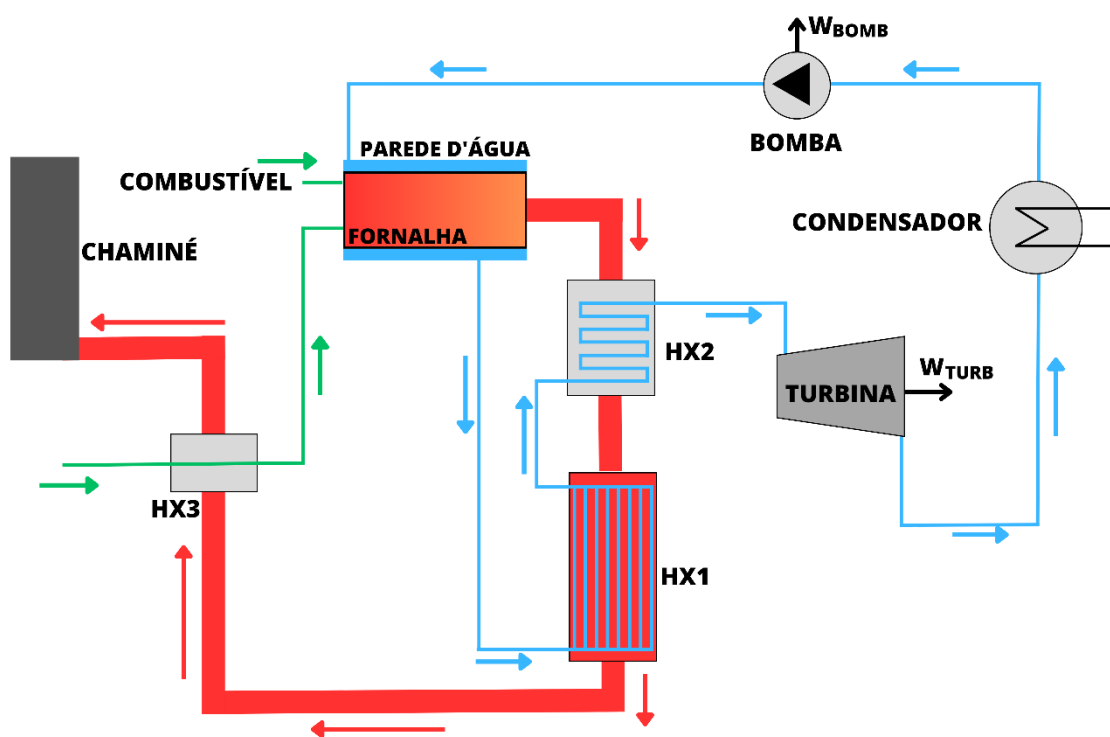
A incineração é um processo que consiste em oxidação térmica em altas temperaturas, que normalmente variam de 800 °C a 1300 °C, dependendo do combustível, queimador e o objetivo da incineração. Alguns fatores estão relacionados com o desempenho do incinerador, dentre eles está a composição dos resíduos que serão queimados, o tempo de residência dos gases na câmara secundária, a temperatura de combustão e o excesso de ar admitido na câmara de combustão. Diante disso, é possível dizer que para o incinerador ter um bom desempenho no processo e aliado com uma grande redução na emissão de gases poluentes, é necessário que três fatores estejam alinhados, sendo eles, a temperatura de combustão, o tempo de retenção e a quantidade de ar admissível. (LOPES, 2014)

No contexto de gerenciamento de resíduos sólidos urbanos, a incineração surge como uma solução para uma possível reutilização desses materiais. Nos últimos anos, essa alternativa tem sido bastante utilizada para a gestão de resíduos, e que é um processo considerado como uma saída estratégica para a redução e destinação dos mesmos. Além de proporcionar uma reutilização, o uso da incineração traz algumas vantagens bem interessantes, como a redução de volume dos resíduos em até 90%, a eliminação de agentes patogênicos, e claro, a recuperação energética. (NZIHOU et al., 2012; LOPES, 2014).

Outra vantagem da utilização de incineração para geração de energia, é que ela não apresenta uma emissão de gases de efeito estufa maior do que em relação aos gases emitidos quando esses resíduos se decompõem em aterros sanitário, visto que o gás metano, liberado na decomposição de resíduos, pode poluir cerca de 20 vezes a mais quando comparado com o gás carbônico, liberado na combustão. Pois, quando entram em decomposição, os materiais continuam liberando gás metano por muitos anos e em uma taxa crescente, enquanto na incineração o gás é liberado somente no momento do processo. Dessa maneira, como não é possível erradicar a emissão de gases de efeito estufa, existe a possibilidade de aproveitá-los de uma forma energeticamente útil, através de energia térmica. (GALANTE, 2019).

As usinas de incineração de resíduos sólidos urbanos são conhecidas como *Waste-to-Energy* (WtE), elas utilizam o mesmo princípio do ciclo Rankine, responsável por geração de potência em usinas térmicas convencionais. Nesses sistemas, o vapor gerado pelo aquecimento da água através do calor produzido pela combustão de RSU é usado para gerar eletricidade através da rotação das pás da turbina, conseqüentemente, girando o seu eixo que é ligado a um gerador. E, a capacidade de geração de energia depende diretamente da eficiência dos trocadores de calor em aproveitar a energia térmica gerada na combustão, além do poder calorífico do material que está sendo queimado. (EPE, 2008). A Figura 2 ilustra, de forma resumida, como ocorre a geração de energia através de energia térmica.

Figura 2 - Representação simplificada do processo para aproveitamento de energia térmica



Fonte: Adaptado de GALANTE (2019)

O combustível é incinerado na fornalha, e o calor gerado nesta reação química é responsável por, além de aquecer o ar que será usado na combustão, aquecer, evaporar e superaquecer a água antes dela entrar na turbina em estado de vapor superaquecido, na qual irá gerar energia mecânica que posteriormente será transformada em energia elétrica.

2.1.2 Emissões de substâncias provenientes da queima de RSU

Quando se fala nas emissões provenientes do processo de incineração de resíduos sólidos urbanos, as que mais preocupam são as emissões de substâncias tóxicas, com alguns danos comprovados na saúde humana. Diante disso, é importante entender melhor quais são as substâncias liberadas no processo e quais as melhores alternativas para amenizar esse impacto. Os gases mais comumente liberados pela combustão são compostos por dióxido de carbono (CO_2), oxigênio residual (O_2), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x), materiais particulados e dioxinas. (JÚNIOR et al., 2018; FADE, 2014)

Existem algumas técnicas que podem ser utilizadas para o controle de emissões de NO_x . Essas técnicas podem ser aplicadas diretamente no processo de combustão ou aplicadas aos gases da combustão. Economicamente, as técnicas de controle diretamente no processo são mais atrativas. (BOZZUTO; MORIARTY, 1994 apud FILHO, 2016).

No processo, a geração de NO_x pode ser reduzida através de dois métodos: o primeiro, é reduzindo os teores de oxigênio ou de nitrogênio na câmara de combustão de alta temperatura, ou ainda, a diminuindo o tempo de residência desses elementos dentro da câmara. E, o segundo método, é reduzindo as temperaturas na câmara de combustão. Para isso, existem várias possibilidades, que vão desde alterações nas variáveis operacionais do processo de combustão, que envolvem fatores como redução do excesso de ar, redução da potência de operação etc. ou, é possível também realizar modificações substanciais no processo. Uma dessas modificações muito utilizada, principalmente na Europa e nos Estados Unidos, é o estagiamento no fornecimento de ar ou de combustível. Esta maneira de controle é muito efetiva, e pode reduzir em até 70% as emissões de NO_x . (FILHO, 2016).

2.1.3 Waste-to-Energy localizada em Celje

Em Celje, na Eslovênia, existe uma usina que incinera resíduos sólidos urbanos com o objetivo de gerar energia elétrica e térmica, conforme descrita por KOKALJ; SAMEC (2013) e KIV (2009).

Figura 3 - WtE Celje - Eslovênia



Fonte: <https://energoconsulting.si/en/projects/celje-incinerator/> (2022)

A cidade tem uma população aproximada de 250 mil habitantes, e a WtE queima cerca de 35.000 ton/ano, 24 horas por dia, 7 dias por semana, 8.000 horas por ano de operação, e que gera cerca de 2,1 MW de energia elétrica e com capacidade nominal de 15 MW de energia térmica. A planta utiliza o sistema de incineração de dois estágios para garantir a combustão completa e minimizar os efeitos ambientais.

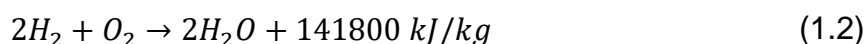
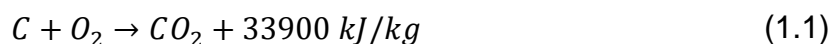
Os gases saem da câmara primária de combustão com temperatura entre 650 °C e 850 °C. Os gases voláteis então viajam até a câmara secundária, onde o fornecimento de ar cuidadosamente controlado proporciona uma mistura combustível ideal de ar e gases voláteis. A temperatura nesta câmara está entre 850 °C até 1200 °C, e o tempo de residência dos gases nesta temperatura é de pelo menos 2 segundos.

Após sair da câmara secundária, os gases vão diretamente para a caldeira. A água de alimentação da caldeira é vaporizada e superaquecida à temperatura de 350 °C e com pressão de 30 bar. O vapor superaquecido viaja até a turbina, acionando o gerador de energia.

2.2 Combustão de RSU

“Toda substância, sólida, líquida ou gasosa, que libera energia térmica ao reagir com oxigênio é considerada como um combustível” (GALANTE, 2015). A quantidade de energia liberada pelo processo de combustão depende de alguns fatores, como as condições da queima, a umidade do combustível, a quantidade e qualidade do ar fornecido, entre outros, mas principalmente pela composição química do combustível, em outras palavras, das reações químicas que ocorre até a geração dos produtos finais da combustão.

Segundo GALANTE (2015), as equações a seguir mostram a energia que é liberada quando o carbono (C), hidrogênio (H₂) e enxofre (S) reagem com o oxigênio (O₂) em um processo de queima completa:



Conforme DIVINO (2020), para determinar o poder calorífico de algum combustível, primeiro, é necessário realizar uma análise elementar e imediata das frações que compõem o respectivo combustível. Esta análise é imprescindível para os cálculos de energia.

De acordo com KAMI (2019), a análise elementar tem por objetivo determinar as frações mássicas que compõem o combustível. Os elementos que realmente interessam, para fins de cálculos energéticos, são o carbono (C), hidrogênio (H), nitrogênio (N) oxigênio (O₂) e o enxofre (S). Já, na análise imediata, determina-se as frações de material volátil (MV), carbono fixo (CF), teor de umidade (W) e cinzas (Cz).

Na Tabela 1 , está contida a análise elementar em base seca e a análise imediata em base úmida de alguns materiais que compõe o combustível resíduos sólidos urbanos.

Tabela 1 - Análise elementar e imediata para RSU

Fração gravimétrica	Análise Elementar					Análise Imediata			
	C	H	O	N	S	Cz	W	MV	CF
Fração orgânica	48	6,4	37,6	2,6	0,4	5	70	21,4	3,6
Vidro	0,5	0,1	0,4	0,1	0	98,9	1,1	0	0
Metal	4,5	0,6	4,3	0,1	0	90,5	2	0	0
Papel	43,4	5,8	44,3	0,3	0,2	6	10	75,6	8,4
Plástico	60	7,2	22,8	0	0	10	5	83	2
Tecidos	48	6,4	40	2,2	0,2	3,2	10	66	17,5
Borracha	69,7	8,7	0	2	0,1	1,5	20	68,1	11,3
Madeira	49,5	6	42,7	0,2	0,1	1,5	20	68,1	11,3
Outros	26,3	3	2	0,5	0,2	68	3,2	68,1	0

Fonte: Jimenez, 2016 apud Kami, 2019

De acordo com BAZZO (1995), para determinar o poder calorífico, pode-se utilizar algumas equações. Para o poder calorífico superior:

$$PCS = 33900C + 141800 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9200S \quad (2)$$

onde:

PCS = Poder Calorífico superior (kJ/kg);

C = Teor de carbono (kg de carbono/kg_{cb});

H = Teor de hidrogênio (kg de hidrogênio/kg_{cb});

O = Teor de oxigênio (kg de oxigênio/kg_{cb});

S = Teor de enxofre (kg de enxofre/kg_{cb});

Já para o cálculo do PCI, em combustíveis em que ocorre a formação de água nos produtos de combustão, ainda de acordo com (BAZZO, 1995):

$$PCI = PCS - 2440(9H + w) \quad (3)$$

onde:

PCI = Poder Calorífico inferior (kJ/kg);

H = Teor de hidrogênio em base seca (% massa);

w = Teor de umidade (kg umidade/kg_{cb})

Conforme EPE (2014), para que a incineração de RSU, com o objetivo de aproveitamento energético, seja viável, é necessário que o PCI tenha um valor mínimo:

- PCI < 7008,2 kJ/kg, a queima do RSU é tecnicamente inviável e exige a adição de combustível auxiliar;
- 7008,2 kJ/kg < PCI < 2000 8368 kJ/kg, para que a queima seja viável tecnicamente é necessário algum tipo de pré-tratamento que eleve o poder calorífico do RSU;
- PCI > 8368 kJ/kg, a incineração bruta é tecnicamente viável;

É necessário fornecer um mínimo de ar, ao qual recebe o nome de massa de ar estequiométrico, para que toda a energia do PCI seja liberada durante uma combustão ideal. De acordo com GALANTE (2015), é possível quantificar essa massa de ar estequiométrico da seguinte maneira:

$$m^*_{ar} = 138 \left[\frac{C - C_{nq}}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right] \quad (4)$$

onde:

m^*_{ar} = Massa de ar estequiométrico (kg/kg_{cb});

C_{nq} = fração mássica de carbono não queimado;

Quando a combustão ocorre em uma caldeira, por exemplo, alguns fatores que estão presentes interferem diretamente na queima do combustível. Tais fatores podem ser a umidade do combustível, a mistura de ar e combustível, a temperatura da câmara de combustão, entre outros. Deste modo, é necessário que haja um excesso de ar para que a combustão seja mais eficaz. “Esse excesso de ar, e , é definido como qualquer quantidade extra de ar além do necessário pelo balanço estequiométrico da combustão” (GALANTE, 2015). Em outras palavras, o excesso de ar e depende do tipo de combustível que está sendo queimado na câmara de combustão.

Deste modo, a massa de ar necessária para que haja uma combustão eficiente passa a ser:

$$m_{ar} = m^*_{ar} \cdot e \quad (5)$$

em que m_{ar} = Massa de ar que entra no queimador (kg/kg_{cb});

Como ocorre em todo processo de combustão, uma massa de gases é formada, a qual contém o gás carbônico e dióxido de enxofre, que são originados pela queima dos componentes do combustível. Além disso, como a umidade está presente tanto na massa do combustível quanto na massa de ar, forma-se também vapor de água. E, nitrogênio atmosférico. Formam-se também outros produtos, como o NOx, porém em quantidades insignificantes para análise. Estes produtos de combustão, são chamados de gases estequiométricos de combustão ($m_{gás}^*$ [kg/kg_{cb}]), e são calculados de acordo com as equações abaixo. (GALANTE, 2015).

$$m_{gás}^* = m(CO_2) + m(SO_2) + m^*(H_2O) + m^*(N_2) \quad (6)$$

$$m(CO_2) = \frac{44}{12}(C - C_{nq}) \quad (6.1)$$

$$m(SO_2) = \frac{64}{32}(S) \quad (6.2)$$

$$m^*(H_2O) = W + 9H \quad (6.3)$$

$$m^*(N_2) = 0,7685m_{ar}^* + N \quad (6.4)$$

Dessa forma, ainda de acordo com GALANTE (2015), sabendo a umidade do ar, o excesso de ar fornecido na incineração, e a quantidade de gases estequiométricos de combustão, é possível então determinar a quantidade de gases de combustão, utilizando a equações a seguir, pode-se calcular a vazão mássica total de gases de combustão, a qual considera também a massa de combustível.

$$m_{gás/cb} = m_{gás}^* + (e - 1)m_{ar}^* + e \cdot m_{ar}^* \cdot W_{ar} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{gas} = m_{gás/cb} \cdot \dot{m}_{cb} \quad (8)$$

onde:

$m_{gás/cb}$ = Gases de combustão (kg/ kg_{cb});

W_{ar} = umidade do ar;

$\dot{m}_{gás}$ = Vazão mássica total de gases de combustão (kg/s);

\dot{m}_{cb} = Vazão mássica de combustível (kg_{cb} /s);

Dependendo da temperatura da vazão mássica total dos gases de combustão, é possível utilizá-la para pré-aquecer a água de alimentação e/ou o ar utilizado para a combustão.

E, para calcular a vazão mássica das cinzas:

$$\dot{m}_{cz} = Z \cdot \dot{m}_{cb} \quad (9)$$

em que:

\dot{m}_{cz} = Vazão mássica das cinzas (kg/s);

Z = cinzas provenientes do combustível (kg);

Segundo GALANTE (2015), para calcular a energia que está presente no escoamento dos gases quentes de combustão, é necessário calcular antes o calor específico à pressão constante (c_p). Para isso, considera-se que os componentes desses gases de combustão se comportam como uma mistura de gases ideais, dessa maneira, define-se o calor específico da mistura (\bar{c}_p), o qual pode ser definido por:

$$\bar{c}_p = F_m^{CO_2} \cdot \bar{C}_{pCO_2} + F_m^{H_2O} \cdot \bar{C}_{pH_2O} + F_m^{SO_2} \cdot \bar{C}_{pSO_2} + + F_m^{N_2} \cdot \bar{C}_{pN_2} + + F_m^{O_2} \cdot \bar{C}_{pO_2} \quad (10)$$

Nesta equação, os termos F_m representam as frações mássicas de cada componente. Para obter essas frações mássicas, basta dividir os valores obtidos das equações (9.1) a (9.4) pela massa total dos gases, obtidos pela equação (10). Já o calor específico de cada componente é determinado da seguinte forma:

$$\bar{c}_{p,i} = \frac{1}{(T_{in} - T_{out})} \int_{T_{out}}^{T_{in}} C_{p,o,i}(T) dt \quad (11.1)$$

a qual possui solução:

$$c_{p,o,i}(T) = c_0 + c_1 \left(\frac{T}{1000} \right) + c_2 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 + c_3 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \quad (11.2)$$

onde os coeficientes c_0 , c_1 , c_2 e c_3 são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Valores dos coeficientes

Componente i	c_0	c_1	c_2	c_3
CO ₂	0,45	1,67	-1,27	0,39
H ₂ O (vapor)	1,79	0,107	0,586	-0,20
SO ₂	0,37	1,05	-0,77	0,21
N ₂	1,11	-0,48	0,96	-0,42
O ₂	0,88	-0,0001	0,54	-0,33

Fonte: GALANTE, 2015

2.3 Transferência de calor na fornalha

“Transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço.” (INCROPERA et al., 2014). Ou seja, sempre que houver uma diferença de temperaturas entre dois ou mais corpos, ou ainda, entre dois ou mais meios, então, haverá obrigatoriamente transferência de calor. Pode ocorrer três formas básicas de transferência de calor, sendo elas: condução, convecção e radiação.

Quando se fala em transferência de calor em componentes geradores de vapor, ocorre um fenômeno um tanto quanto complexo, que envolve a troca de calor por condução, convecção e radiação térmica. O equacionamento dessas transferências de calor é complicado, e por conta disso, leva-se em consideração muitas informações empíricas. (BAZZO, 1995)

Em fornalhas, devido as condições de temperatura, geometria do componente e a velocidade dos fluidos, é possível observar que a transferência de calor proveniente da parcela de convecção interna é muito inferior em comparação com a parcela de radiação. (BAZZO, 1995). A Figura 4 ilustra os processos de transferência de calor e onde eles ocorrem quando o volume de controle é uma fornalha.

Figura 4 - Transferência de calor em uma fornalha simplificada com paredes d'água

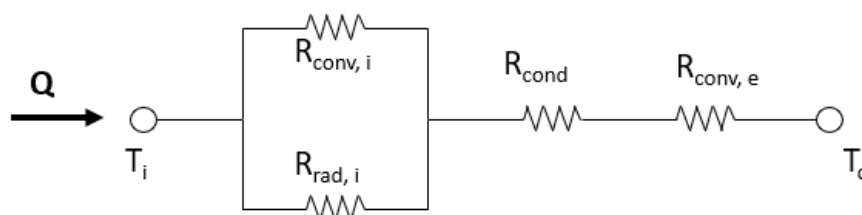


Fonte: Autoria própria

É possível observar que na região quente (onde ocorre a combustão) estão presentes as trocas de calor por convecção e predominantemente por radiação. No aço que delimita a região quente, a transferência de calor ocorre por condução. E, na parede d'água que envolve a câmara de combustão, o fenômeno predominante de troca de calor é pela convecção.

De acordo com GALANTE (2015), uma das abordagens mais utilizadas para caracterizar a transferência de calor neste tipo de aplicação é utilizando o método de resistências térmicas. A imagem abaixo ilustra o processo de resistências térmicas do escoamento de um gás quente no interior de um tubo envolvido por um fluido frio.

Figura 5 - Resistência térmica de escoamento de gases em um tubo envolvido por fluido



Fonte: Adaptado de GALANTE, 2015

A partir daí, é possível modelar uma equação para calcular a resistência térmica total, ainda de acordo com GALANTE (2015):

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{R_{conv,i}} + \frac{1}{R_{rad,i}} \right)^{-1} + R_{cond} + R_{conv,e} \quad (12)$$

onde:

R_{tot} = Resistência térmica total (K/kW);

$R_{conv,i}$ = Resistência térmica da convecção interna (K/kW);

$R_{conv,e}$ = Resistência térmica da convecção externa (K/kW);

$R_{rad,i}$ = Resistência térmica da radiação interna (K/kW);

R_{cond} = Resistência térmica da condução (K/kW);

As resistências térmicas referentes à convecção interna, externa e condução, podem ser determinadas da seguinte maneira, segundo BAZZO (1995):

$$R_{conv,i} = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot l_{tubo} \cdot h_i} \quad (13.1)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot l_{tubo} \cdot k_{tubo}} \quad (13.2)$$

$$R_{conv,e} = \frac{1}{\pi \cdot D_e \cdot l_{tubo} \cdot h_e} \quad (13.3)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot l_{tubo} \cdot h_{rad}} \quad (13.4)$$

em que:

$R_{conv,i}$ = Resistência térmica de convecção interna (K/W);

$R_{conv,e}$ = Resistência térmica de convecção externa (K/W);

R_{cond} = Resistência térmica de condução (K/W);

R_{rad} = Resistência térmica de radiação (K/W);

$D_{i,e}$ = Diâmetro interno e externo, respectivamente (m);

l_{tubo} = Comprimento total do tubo (m);

h_i = Coeficiente interno de transferência de calor por convecção interna (W/m².K);

h_e = Coeficiente de transferência de calor por convecção externa (W/m².K);

h_{rad} = Coeficiente de transferência de calor por radiação (W/m².K);

k_{tubo} = Condutividade térmica do material do tubo (W/m.K);

Para calcular os coeficientes de transferência de calor, descritos acima, de acordo com INCROPERA et al. (2014), pode-se utilizar as equações:

$$h_{rad} = \epsilon\sigma(T_1^2 + T_{\infty 1}^2)(T_1 + T_{\infty 1}) \quad (14.1)$$

$$h_i = \frac{Nu_{D_{interno}} \cdot k_{gás}}{d_i} \quad (14.2)$$

$$h_e = \frac{Nu_{D_{externo}} \cdot k_{água}}{d_e} \quad (14.3)$$

onde:

ϵ = Emissividade da superfície.

σ = Constante de Boltzmann (W/m².K⁴).

T_1 = Temperatura da superfície interna (K).

$T_{\infty 1}$ = Temperatura do ambiente interno (K).

Nu_D = Número de Nusselt;

Para determinar o número de Nusselt dos coeficientes de transferência de calor interno e externo, ainda de acordo com INCROPERA et al. (2014), é possível utilizar as equações:

$$Nu_{D_{interno}} = 0,023 \cdot (Re_{D_{int}}^{0,8} \cdot Pr_{gás}^{0,4}) \quad (15.1)$$

$$Nu_{D_{externo}} = 0,26 \cdot (Re_{D_{ext}}^{0,6} \cdot Pr_{água}^{0,3}) \quad (15.2)$$

onde:

Re_D = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl.

O número de Reynolds é um valor calculado a partir da equação:

$$Re_{D_{interno}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{gas}}{\pi \cdot di \cdot \mu_{gás}} \quad (16.1)$$

$$Re_{D_{externo}} = \frac{\rho_{água} \cdot V_{água} \cdot de}{\mu_{água}} \quad (16.1)$$

onde:

μ = Viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s)

V = Velocidade do fluido (m/s)

ρ = Massa específica do fluido (kg/m³)

E por fim, de acordo com INCROPERA et al. (2014), para determinar a taxa de transferência de calor permanente total do sistema, cuja unidade é (W):

$$\dot{Q}_{trans} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \quad (17)$$

Em que:

$T_{\infty 2}$ = Temperatura do ambiente externo (K)

E (BAZZO, 1995) diz que, para calcular a taxa de transferência de calor, considerando apenas o combustível, pode-se utilizar:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI \quad (18)$$

Com essas equações, pode-se calcular o montante de calor transferido para as paredes d'água da fornalha, mas, para dar início aos cálculos, faz-se necessário o conhecimento da temperatura do interior da câmara de combustão. Neste sentido, um bom parâmetro é a utilização da temperatura adiabática dos gases de combustão. A temperatura adiabática possui um conceito apenas teórico, visto que a sua definição, de acordo com DIP (2004), é a maior temperatura que os produtos de combustão podem obter, desprezando as perdas através das paredes ou a transferência de calor, em outras palavras, esta temperatura só é atingida quando houver perda e nem adição de energia térmica para dentro ou para fora da fornalha.

Segundo BAZZO (1995), quando considera-se a fornalha como um sistema adiabático, e em condições em que ocorre a combustão completa do

combustível, sem a presença de cinzas, pode-se calcular a temperatura de chama adiabática, através da equação:

$$T_{ad} = T_0 + \frac{q_d}{m_{gás} \cdot \overline{C}_{p_{gas}} + m_{cz} \cdot \overline{C}_{p_{cz}}} \quad (19)$$

em que:

T_{ad} = Temperatura de chama adiabática (K)

T_0 = Temperatura ambiente (K)

q_d = Energia disponível na fornalha (kJ/kg_{cb})

$m_{gás}$ = Massa real de gases (kg/kg_{cb})

m_{cz} = Massa real das cinzas leves arrastadas pelos gases (kJ/kg_{cb})

$\overline{C}_{p_{gas}}$ = Calor específico médio dos gases (kJ/kg.K)

$\overline{C}_{p_{cz}}$ = Calor específico médio das cinzas (kJ/kg.K)

E, para calcular a energia disponível na fornalha:

$$q_d = \dot{m}_{cb} \cdot PCI + m_{ar} \cdot (\Delta h_{ar} + \omega_{ar} \cdot \Delta h_{vp}) \quad (20)$$

onde:

Δh_{ar} = Entalpia do ar de combustão (kJ/kg)

Δh_{vp} = Entalpia da umidade do ar (kJ/kg)

ω_{ar} = Umidade do ar (kg/kg ar seco)

2.4 Ciclo Rankine

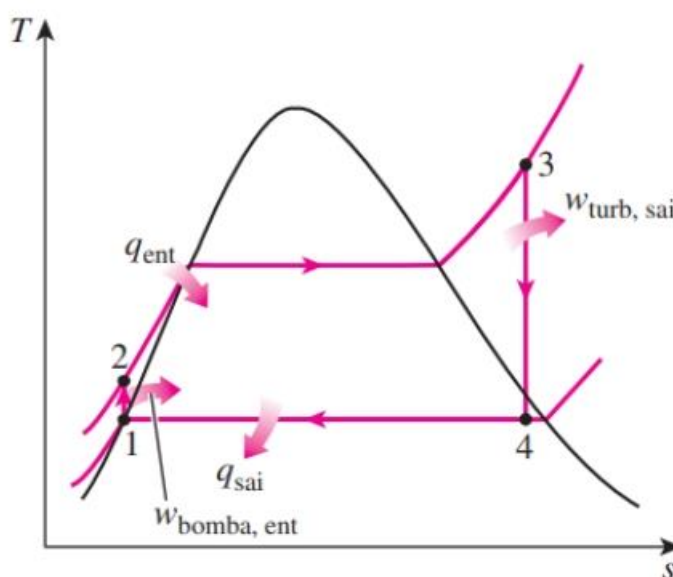
De acordo com ÇENGEL; BOLES (2013), o ciclo ideal para as usinas de geração energia através de vapor, é o ciclo Rankine. Diferente do ciclo de Carnot, o ciclo Rankine não envolve nenhuma irreversibilidade interna, e seu funcionamento consiste em quatro processos:

1. Compressão isentrópica em uma bomba;
2. Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira;
3. Expansão isentrópica em uma turbina;
4. Rejeição de calor a pressão constante em um condensador.

No processo 1, a água entra em estado líquido saturado na bomba e é comprimida de forma isentrópica até a pressão de operação da caldeira. Após, no processo 2, entra na caldeira em estado líquido comprimido. A caldeira nesta aplicação age como um grande trocador de calor, no qual o calor se origina dos gases de combustão.

Já no processo 3, a água, agora em estado de vapor superaquecido, entra na turbina. Aqui, o vapor sofre uma expansão de forma isentrópica e produz trabalho. Durante esse processo a água sofre uma queda de pressão e temperatura. O quarto e último processo, a água entra no condensador, que basicamente é um grande trocador de calor, rejeitando o calor para um meio de resfriamento. (ÇENGEL; BOLES, 2013). A Figura 6 ilustra os quatros processos.

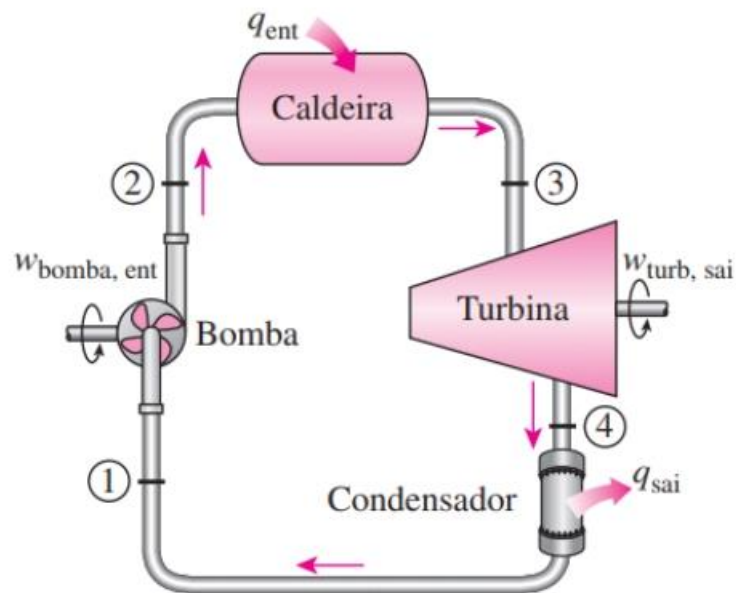
Figura 6 - Ciclo Rankine simples ideal



Fonte: Çengel et al., 2013

Diante disso, pode-se destacar os componentes do ciclo Rankine: bomba, caldeira, turbina e condensador. Como ilustra ÇENGEL; BOLES (2013).

Figura 7 - Componentes do ciclo Rankine



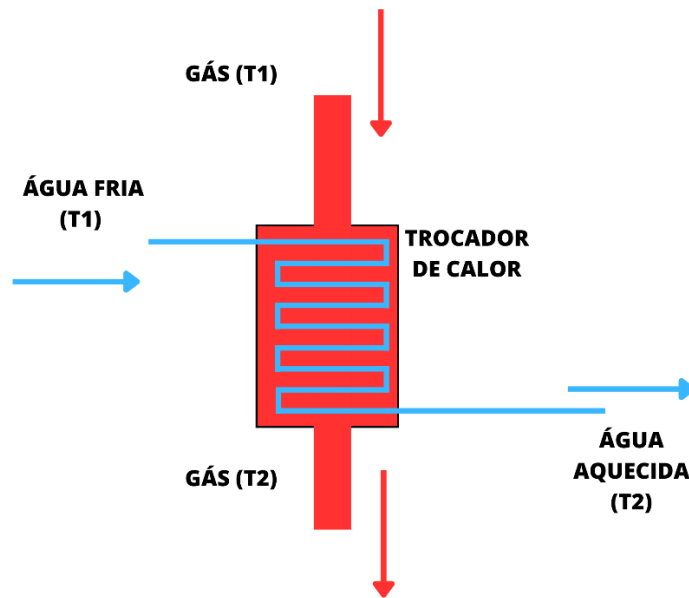
Fonte: Çengel et al., 2013

Como descrito, tanto a caldeira quanto o condensador podem ser considerados como grandes trocadores de calor entre a água e o gás.

2.5 Trocadores de calor

De acordo com ÇENGEL; BOLES (2013) os trocadores são dispositivos que, como o próprio nome diz, são responsáveis pela troca de calor entre dois fluidos, sem que eles se misturem. O calor é transferido do fluido quente para o fluido frio, e o que separa esses fluidos é uma parede. A imagem abaixo ilustra um trocador de calor.

Figura 8 - Esquematização de trocador de calor



Fonte: Adaptado de Çengel et al., 2013

É fácil tirar algumas conclusões deste esquema representativo:

$$T_{GAS_1} > T_{GAS_2}$$

$$T_{ÁGUA_1} < T_{ÁGUA_2}$$

então, é possível determinar a grandeza dessas temperaturas através de balanços de energia e de massa:

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{saída} \quad (21)$$

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{saída} \quad (22)$$

combinando as equações e aplicando no volume de controle:

$$\dot{m}_{gas} \cdot h_{gas_1} + \dot{m}_{água} \cdot h_{água_1} = \dot{m}_{gas} \cdot h_{gas_2} + \dot{m}_{água} \cdot h_{água_2} \quad (23)$$

simplificando e utilizando CP para gás:

$$\dot{m}_{gas} \cdot \overline{C}_{p_{gas}} \cdot (\Delta T_{gas}) = \dot{m}_{água} \cdot (\Delta h_{água}) \quad (24)$$

onde $h_{água}$ é facilmente verificada em bibliografias clássicas como ÇENGEL; BOLES (2013) ou INCROPERA et al. (2014).

2.6 Turbina e bomba

Segundo ÇENGEL; BOLES (2013), a turbina, em usinas a vapor, é o dispositivo responsável por acionar o gerador elétrico. O seu princípio de funcionamento é o seguinte: o fluido, no caso o vapor, escoar através da turbina girando as aletas que estão presas ao eixo, conseqüentemente, o eixo gira e a turbina produz trabalho.

Os compressores, ou bombas, são dispositivos que tem como objetivo aumentar a pressão do fluido. Neste caso, esses equipamentos consomem trabalho. A transferência de calor, tanto nas bombas quando na turbina podem ser desprezados, assim como a energia potencial. (ÇENGEL; BOLES, 2013).

ÇENGEL; BOLES (2013) continua, quando uma turbina trabalha em regime permanente, o estado de entrada do fluido e a pressão de saída são fixos. Então, pode-se concluir que o processo ideal de uma turbina adiabática é um processo isentrópico. Portanto, a turbina tem uma eficiência isentrópica, a qual é definida como: “a razão entre o trabalho resultante real da turbina e o trabalho resultante que seria alcançado se o processo entre o estado de entrada e a pressão de saída fosse isentrópico.” A eficiência isentrópica da turbina pode ser definida como:

$$\eta_{turb} = \frac{W_r}{W_s} \quad (25)$$

onde W_r = Trabalho real da turbina (W);

W_s = Trabalho isentrópico da turbina (W);

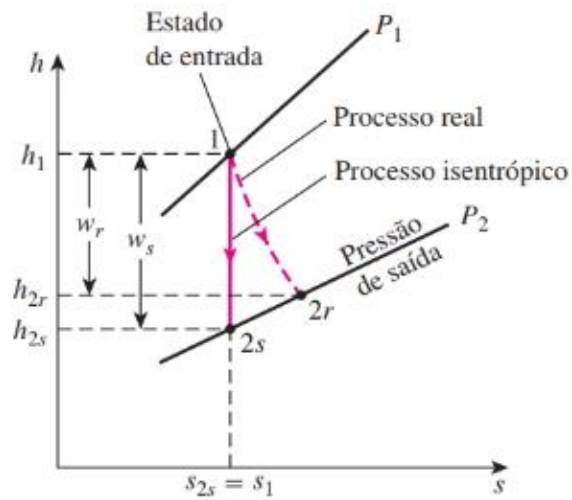
Como as variações de energia cinética e potencial desses dispositivos podem ser desprezadas, o trabalho entregue por uma turbina pode ser resumido simplesmente a variação de entalpia do sistema, desta maneira:

$$\eta_{turb} \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} \quad (26)$$

em que os termos h_{2r} e h_{2s} são os valores para a entalpia na saída da turbina, em seu estado real e isentrópico, respectivamente. Ainda de acordo com ÇENGEL; BOLES (2013), em turbinas de grande porte e muito bem projetadas, é normal obter-se eficiência isentrópica acima de 90%, enquanto que, em

turbinas de pequeno porte, essa eficiência pode ficar abaixo de 70%. A Figura ilustra a diferença entre os processos real e isentrópico de uma turbina.

Figura 8 - Eficiência isentrópica da turbina



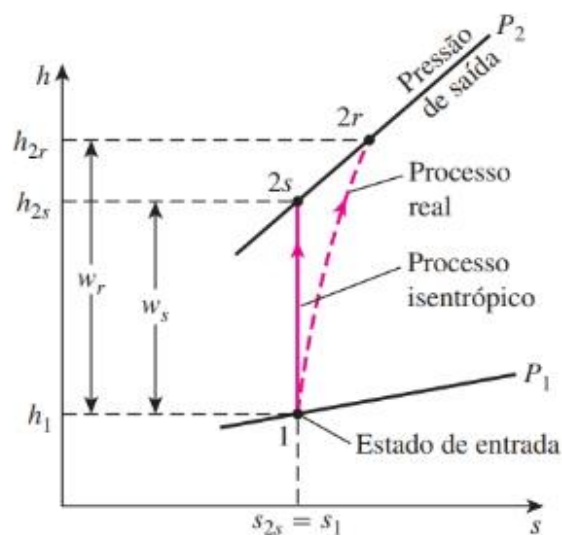
Fonte: Çengel et al., 2013

Já nas bombas, a eficiência isentrópica pode ser definida como:

$$\eta_{bomb} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (27)$$

onde que os termos h_{2r} e h_{2s} são os valores para a entalpia na saída da bomba, em seu estado real e isentrópico, respectivamente.

Figura 9 - Eficiência isentrópica da bomba



Fonte: Çengel et al., 2013

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, serão apresentadas as simplificações impostas a aplicação, as equações utilizadas para determinar parâmetros relevantes e a predefinição de alguns parâmetros pertinentes para a realização dos cálculos.

3.1 Descrição do problema

Para o desenvolvimento deste estudo foram impostas algumas simplificações:

- A câmara de combustão, ou fornalha, foi simplificada como um cilindro uniforme, de modo que seu parâmetro construtivo seja:

$$\text{Comprimento} \gg \text{Diâmetro}$$

- A câmara em questão é envolvida por paredes frias, que recebem calor, as quais são chamadas de paredes d'água. Este calor é responsável somente por pré-aquecer a água;

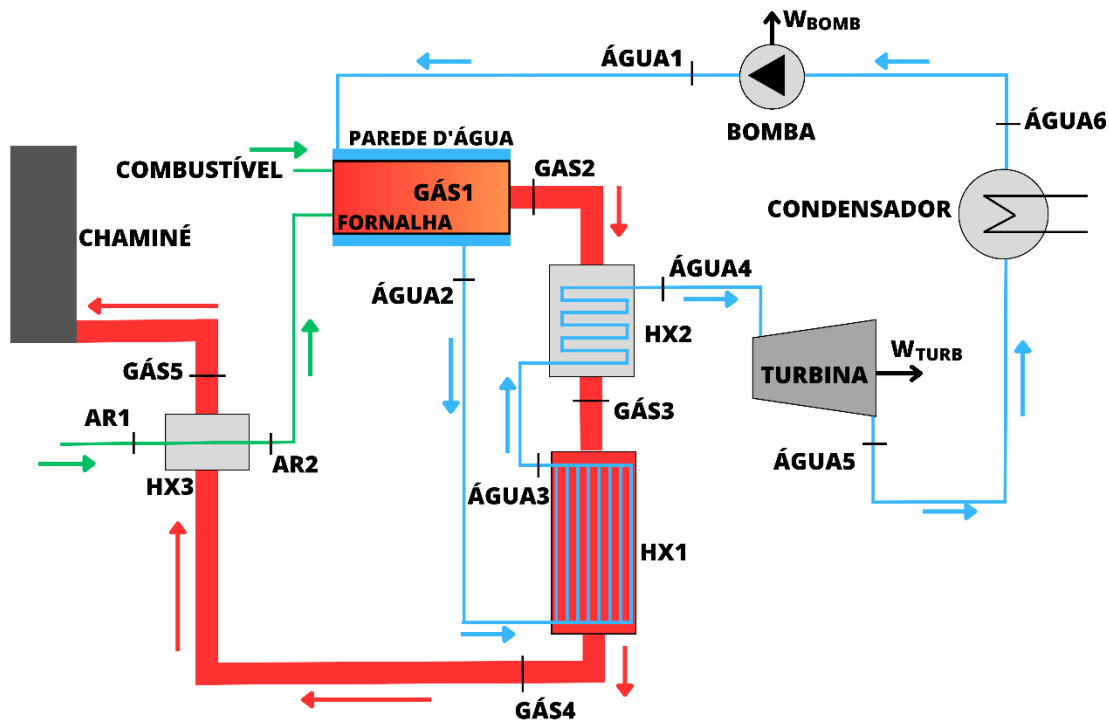
- A temperatura é distribuída de forma uniforme dentro do volume de controle;

- A caldeira, descrita na seção 2.3, é assumida como os trocadores de calor *HX1* e *HX2*.

- O regime de operação é permanente;

A Figura 9 ilustra os processos do problema em questão.

Figura 9 - Representação do problema



Fonte: Autoria própria

A fornalha é o dispositivo responsável por realizar a combustão dos reagentes, de modo que gere energia térmica, e essa energia seja transferida dos gases de combustão através da parede da fornalha até a água que corre externamente, na parede d'água. A água, por sua vez, no processo ÁGUA1 , entra em estado líquido saturado, recebe calor, e sai no processo ÁGUA2 ainda em estado líquido saturado, porém pré-aquecida.

Após esta etapa, a água se dirige até o trocador de calor $HX1$ no qual recebe calor dos gases novamente e seu estado passa de líquido saturado para vapor saturado. Na saída, a água está no estado ÁGUA3 .

Na última etapa antes de ir para a turbina, a água atravessa pelo trocador de calor $HX2$ e seu estado físico a partir de agora passa a ser vapor superaquecido, ÁGUA4 . No estado ÁGUA5 , a água sai da turbina no estado vapor saturado e a sua pressão cai ligeiramente. Após, entra no condensador e sai em estado líquido saturado, e, no estado ÁGUA6 , vai para bomba, a qual é responsável por aumentar a pressão da água novamente, e assim o ciclo se repete.

O gás por sua vez, sai da fornalha da fornalha no estado GÁS2 , passa pelo trocador $HX2$, saindo no estado GÁS3 , entra em $HX1$, e sai no seu estado

GÁS4. Após, o gás, agora com uma temperatura mais baixa, passa pelo trocador HX3, no qual é responsável por aquecer o ar que será utilizado para a combustão do RSU, e sai no seu estado GÁS5, e por último, vai para a chaminé.

O ar, por sua vez, entra no estado AR1, recebe calor do gás e sai aquecido, no seu estado AR2. A Tabela 3 traz essas informações.

Tabela 3 - Parâmetros iniciais

Processo	Parâmetro	T (°C)	P (kPa)	Vazão (kg/h)	h (kJ/kg)
ÁGUA1	T_{agua_1}	60,00	1500,00	7560,00	252,40
ÁGUA2	T_{agua_2}	150,00	1500,00	7560,00	632,90
ÁGUA3	T_{agua_3}	-	1500,00	7560,00	-
ÁGUA4	T_{agua_4}	-	1500,00	7560,00	-
ÁGUA5	T_{agua_5}	-	-	7560,00	-
ÁGUA6	T_{agua_6}	-	-	7560,00	-
GÁS1	T_{gas_1}	-	101,32	-	-
GÁS2	T_{gas_2}	-	101,32	-	-
GÁS3	T_{gas_3}	-	101,32	-	-
GÁS4	T_{gas_4}	-	101,32	-	-
GÁS5	T_{gas_5}	200,05	101,32	-	-
AR1	T_{ar_1}	25,00	101,32	-	-
AR2	T_{ar_2}	-	101,32	-	-

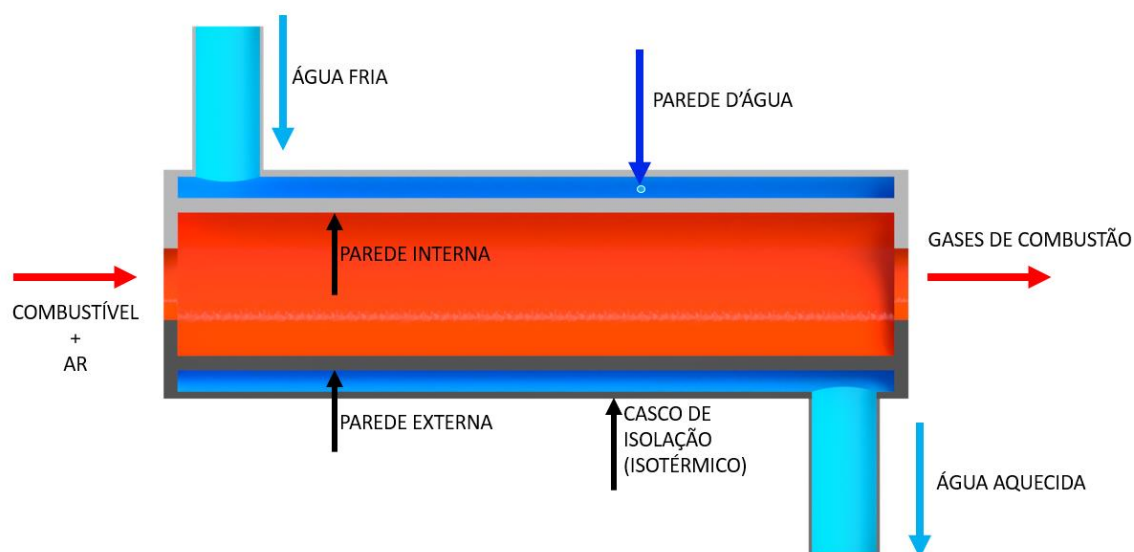
Para impor essas temperaturas iniciais, utilizou-se como referências as informações contidas em GALANTE (2019) e KOKALJ; SAMEC (2013) apresentadas na seção 2.1.2. As pressões iniciais, tanto da água quanto do gás, foram determinadas, também com base em GALANTE (2019), mas levando em consideração a proporção do sistema, o que aumentou significativamente a pressão do sistema. O mesmo caso se aplica a vazão mássica do vapor.

Em relação a $T_{gás}$, essa temperatura é mantida acima de 200°C para garantir que não haverá condensação de compostos baseados em enxofre que, o que causaria danos à chaminé (apodrecimento da chaminé). Para dar início ao estudo, é necessário dividi-lo em volumes de controle. Como apresentado nas seções a seguir.

3.2 Modelagem e transferência de calor na fornalha

Começando o estudo limitando a fornalha como um volume de controle, a figura a seguir ilustra o formato de operação proposto para a fornalha.

Figura 10 - Funcionamento proposto para a caldeira

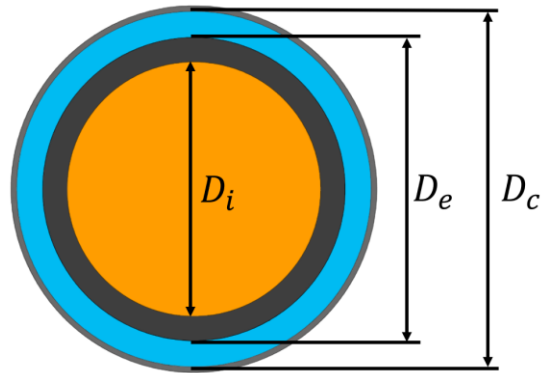


Fonte: Autoria própria

Na entrada, a água entra em estado líquido saturado, circunda a fornalha através de um pequeno espaço entre a parede externa e o casco de isolamento. Este espaço, quando em operação, recebe o nome de parede d'água e tem como objetivo principal pré-aquecer a água para os demais processos. Após a travessia, a água e os gases de combustão seguem para os trocadores de calor.

A Figura 11 representa um corte transversal da fornalha, no qual é possível observar os parâmetros construtivos da câmara de combustão.

Figura 11 - Representação da forma construtiva



Fonte: Autoria própria

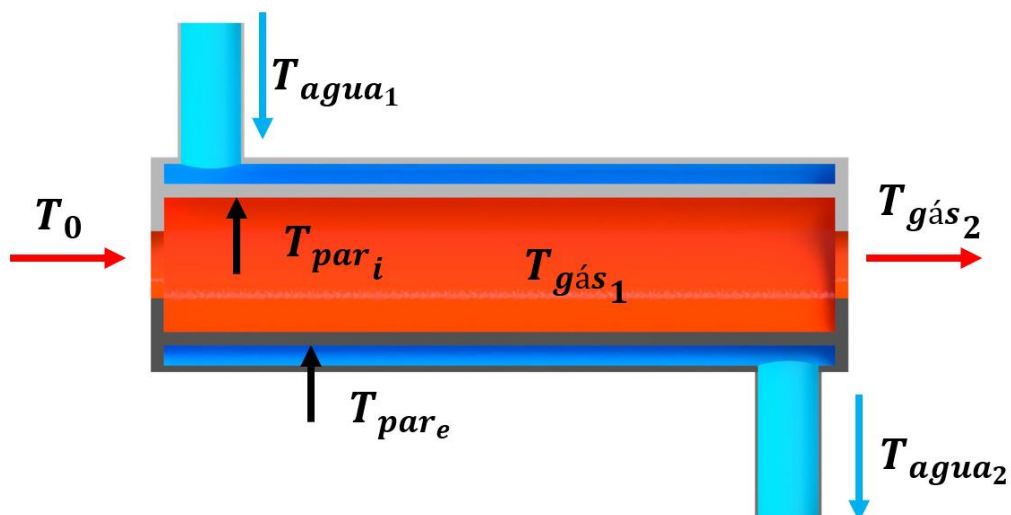
E a Tabela 4 traz as definições para estes parâmetros, assim como seus valores e unidades.

Tabela 4 - Parâmetros construtivos da fornalha

Descrição	Parâmetro	Grandeza (m)
Diâmetro da parede externa	d_e	1,5
Diâmetro da parede interna	d_i	1,4
Diâmetro do casco externo	d_c	1,6
Comprimento da fornalha	l_{tubo}	10

Para dar início aos cálculos é necessário ter o conhecimento de quais temperaturas estão presentes na fornalha e onde estão atuando. A Figura 12 traz essas informações.

Figura 12 - Temperaturas na fornalha



Fonte: Autoria própria

Na Tabela 5 estão organizadas as informações referentes a essas temperaturas.

Tabela 5 - Temperaturas presentes na fornalha

Descrição	Parâmetro	Grandeza (°C)
Temperatura de entrada dos reagentes	T_0	25,00
Temperatura da parede interna	T_{par_i}	-
Temperatura da parede externa	T_{par_e}	-

Aqui, está imposto que o casco externo é isotérmico, ou seja, não há troca de temperatura entre ele a água do sistema, podendo assim ser descartado do estudo. As temperaturas nas quais estão sem valores na tabela, serão calculadas. Para que isso seja possível, a primeira temperatura a ser determinada é a temperatura do gás no interior da fornalha ($T_{gás_1}$), a qual, para este estudo em específico, pode-se utilizar o seu valor como a temperatura adiabática dos gases (T_{ad}), definida pela equação (19), deste modo,

$$T_{gás_1} = T_{ad}$$

e, para que seja possível a determinação desta temperatura, é necessário conhecer todos os parâmetros resultantes da combustão.

Dito isto, a tabela abaixo mostra os parâmetros de entrada e de combustão dos resíduos sólidos urbanos para este caso.

Tabela 6 - Parâmetros do combustível

Descrição	Parâmetro	Valor	Grandeza
Vazão mássica de combustível	\dot{m}_{cb}	511,2	kg/h
Excesso de ar	e	1,35	-
Calor específico médio das cinzas	$\overline{C}_{p_{cz}}$	1,25	kJ/kg.K
PERDAS	-	2	%

A partir da Figura 1 é possível calcular a fração gravimétrica dos resíduos sólidos, e associando com as informações contidas na Tabela 1, pode-se realizar uma análise elementar e imediata do combustível em questão.

A partir dos resultados obtidos, é possível determinar o poder calorífico superior e inferior, através das equações (2) e (3). Neste ponto, já é possível verificar se o PCI proveniente da fração gravimétrica do combustível em questão,

atinge o valor suficiente para que a sua queima seja tecnicamente viável, comparando com os critérios informados na seção 2.2.

Em paralelo ao cálculo do PCS e PCI, calcula-se também a massa de ar estequiométrico (m_{ar}^*) presente na combustão. Aqui utiliza-se a equação (4). Já com a massa de ar estequiométrica definida, é fundamental então calcular a massa de ar total necessária para que haja uma combustão eficiente (m_{ar}), de acordo com a equação (5), e utilizando o excesso de ar (e) imposto na tabela 6.

Ao mesmo tempo, pode-se calcular os gases estequiométricos da combustão ($m_{gás}^*$), através da equação (6), auxiliada pelas equações (6.1) a (6.4).

Com esses resultados estabelecidos, o próximo passo então é calcular a quantidade de gases de combustão ($m_{gas/cb}$) e a vazão mássica total dos gases de combustão ($\dot{m}_{gás}$), utilizando as equações (7) e (8) respectivamente. Na equação (8), utiliza-se a vazão mássica de combustível informada na tabela 6. E, com a vazão do combustível pode-se calcular também a vazão mássica de cinzas (\dot{m}_{cz}), através da equação (9)

Com o auxílio do *software Engineering Equation Solver (EES)*, e os parâmetros de entrada do ar (pressão e temperatura), dispostas na tabela 6, é possível verificar o valor para a umidade absoluta do ar.

Em paralelo, calcula-se o calor específico da mistura \bar{c}_p , utilizando a equação (10), com auxílio das equações (11.1), (11.2) e as informações da tabela 3. E, utilizando o valor dado do poder calorífico médio das cinzas ($\bar{C}_{p_{cz}}$), juntamente com o valor obtido da massa das cinzas provenientes da combustão (Z), o qual vêm da análise elementar e imediata do combustível, pode-se então utilizar a equação (9) para determinar a vazão mássica de cinzas da incineração. E, por fim, utilizando todos os resultados obtidos, é possível calcular a temperatura adiabática do gás.

A partir daí, as atenções voltam-se para os cálculos de transferência de calor do gás para as paredes interna, externa e para a água. O objetivo desta etapa é assegurar que seja possível determinar a taxa de transferência de calor permanente pelo método de transferência de calor (\dot{Q}_{trans}) e pelo método dos parâmetros do combustível (\dot{Q}_{comb}). E para atingir este objetivo, é necessário saber o valor da resistência térmica total do sistema (R_{tot}), a qual é definida pela

equação (12). E para concluir este objetivo é trivial determinar as resistências térmicas de convecção externa e interna, além das resistências de condução e radiação do sistema. Abaixo, na Tabela 7 estão dispostos alguns dados propostos, de forma arbitrária, para que os cálculos sejam possíveis.

Tabela 7 - Parâmetros para a transferência de calor

Descrição	Parâmetro	Valor	Grandeza
Constante de Boltzmann	σ	$5,67 \cdot 10^{-8}$	W/m^2K^4
Condutividade térmica do aço do tubo	$k_{aço}$	20,00	$W/m.K$
Emissividade	ϵ	0,90	-
Temperatura média da água na parede d'água	$T_{água,méd}$	105,50	$^{\circ}C$

Aqui, para obter o parâmetro da temperatura média da água na parede d'água ($T_{água,méd}$), foi realizado uma média aritmética simples entre a temperatura da água na entrada e na saída da fornalha. Como o estudo em questão não tem o objetivo de trazer um gradiente de temperatura em todos os pontos do volume de controle, então, utilizando uma temperatura média é possível obter resultados satisfatórios para a análise.

Com os parâmetros de temperatura média e pressão da água ($P_{água}$), é possível determinar, por meio do auxílio de tabelas bibliográficas contidas em referências clássicas como (ÇENGEL; KANOGLU; GHAJAR, 2012) ou (INCROPERA et al., 2014) ou ainda através do *software Engineering Equation Solver (EES)*, os valores para os parâmetros de densidade da água ($\rho_{água}$), condutividade térmica da água ($k_{água}$), viscosidade dinâmica da água ($\mu_{água}$), e o número de Prandtl da água ($Pr_{água}$). Deste modo, através da equação (16.1), calcula-se o valor para o número de Reynolds do escoamento externo ($Re_{D_{externo}}$), e com este valor definido é possível então calcular o número de Nusselt do escoamento externo ($Nu_{D_{externo}}$), através da equação (15.2). Assim, todas as variáveis necessárias para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo (h_e) já estão definidas, e com a equação (14.3) obtemos o valor de h_e .

O mesmo procedimento aplica-se para o fluido interno, no caso, os gases de combustão. A temperatura utilizada é $T_{gás_1}$ e a pressão utilizada é a

mesma definida tabela 6, para pressão de entrada de ar (P_{ar}), deste modo, aproximando as propriedades termo físicas do gás como as propriedades termo físicas do ar, pode-se obter todos os parâmetros necessários ($\rho_{gás}$, $\mu_{gás}$, $k_{gás}$ e $Pr_{gás}$) para dar inícios aos cálculos. Com a equação (16.1) é possível calcular o número de Reynolds interno ($Re_{D_{interno}}$). Parte-se então para a equação (15.1), definindo o número de Nusselt interno ($Nu_{D_{interno}}$), e por fim, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção interno (h_i).

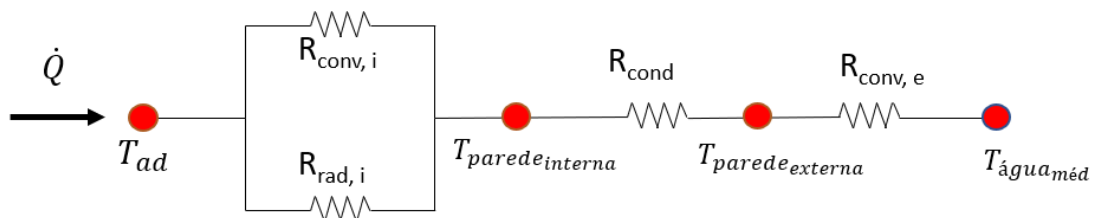
Para o coeficiente de transferência de calor por radiação, utiliza-se a equação (14.1), na qual a temperatura do ambiente interno (T_{∞}) é substituída pela $T_{gás_1}$, e, para a temperatura da superfície interna (T_i) é necessário impor uma estimativa inicial e depois de forma iterativa, utilizando a temperatura da parede interna obtida adiante, refazer os cálculos até obter uma convergência aceitável.

Por fim, com todos os resultados é possível então calcular as resistências térmicas do sistema. Para as resistências térmicas de convecção interna ($R_{conv,i}$) e externa ($R_{conv,e}$), utiliza-se as equações (13.1) e (13.3), respectivamente. Para a resistência térmica de condução (R_{cond}), a equação (13.2), substituindo o termo k_{tubo} pela condutividade térmica do aço do tubo ($k_{aço}$), definido na Tabela 7 . E, para a resistência térmica da radiação interna (R_{rad}), utiliza-se a equação 13.4.

Deste modo, pode-se obter o valor para a resistência térmica total, através da equação (12), como já mencionado. E assim, com a equação (17) calcula-se \dot{Q}_{trans} , onde as temperaturas $T_{\infty 1}$ e $T_{\infty 2}$ são substituídas, respectivamente, por $T_{gás_1}$ e $T_{água_{méd}}$. E como já se sabe os parâmetros do combustível, calcula-se também \dot{Q}_{comb} .

Se baseando no conceito na seção 2.2, pode-se associar as resistências térmicas para esta aplicação.

Figura 13 - Esquemática do gradiente de temperatura



Fonte: Autoria própria

Desta maneira, realizando um simples arranjo na equação (12), é possível determinar as temperaturas das paredes interna e externa da fornalha.

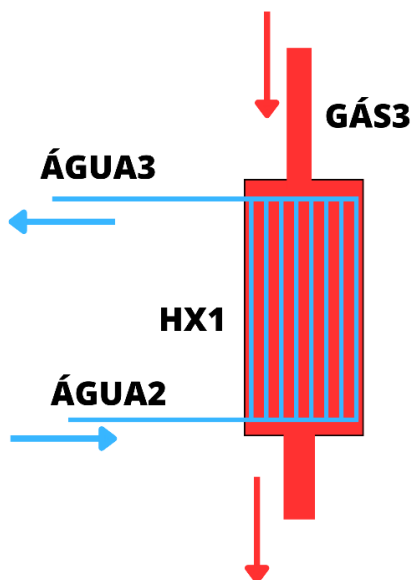
Neste ponto, todas as incógnitas para a transferência de calor presentes na fornalha estão resolvidas. Basta agora determinar a temperatura de saída dos gases de combustão ($T_{gás_2}$). Utilizando o conceito básico de balanço de energia proposto por ÇENGEL; BOLES (2013), é possível associar com a aplicação e determinar o balanço de energia presente volume de controle da fornalha:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{ar} - T_0) + \dot{m}_{água} \cdot h_{água_1} = & \quad (28) \\ \dot{m}_{água} \cdot h_{água_2} + \dot{m}_{gás} \cdot C_{p_{gás}} (T_{gás_2} - T_0) + \dot{m}_{cb} \cdot Z \cdot C_{p_z} \cdot (1000 - T_0) + & \\ PERDAS \cdot (\dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{gás_2} - T_0)) & \end{aligned}$$

assim, é possível seguir a análise para os trocadores de calor.

Primeiro, delimita-se ao volume de controle do trocador HX1, o qual é responsável por realizar a vaporização da água.

Figura 14 - Esquemática proposto para o HX1

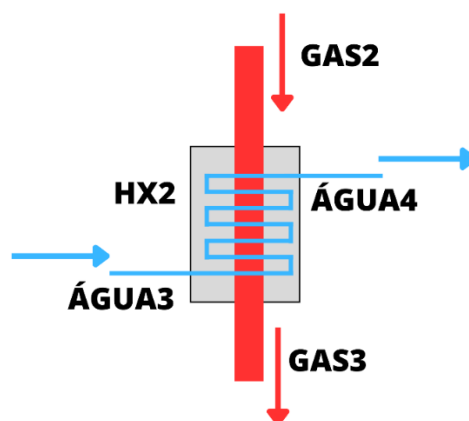


Fonte: Autoria própria

Como a temperatura $T_{gás_2}$ e $T_{água_2}$ já são conhecidas, fica simples realizar a análise deste trocador de calor, visto que é possível utilizar o parâmetro de pressão $P_{água}$ para determinar as propriedades termo físicas da água no estado vapor saturado, (ÁGUA3), e, utilizando a equação (24) encontra-se o valor da temperatura do gás na saída do $HX1$.

Analogamente, para o $HX2$, a água entra em estado vapor saturado e sai do trocador em estado de vapor superaquecido.

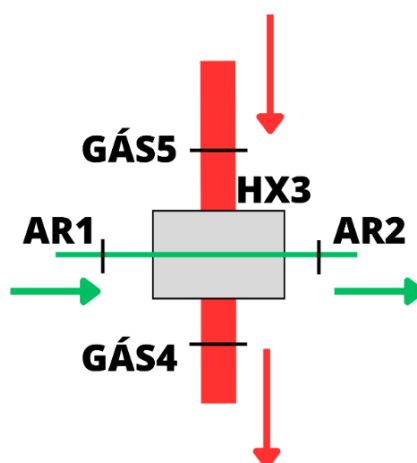
Figura 15 - Esquematização proposto para o $HX2$



Fonte: Autoria própria

Assim, com a equação (24) é possível verificar a temperatura de saída do gás do trocador de calor. Desta maneira, o gás, no ultimo processo antes de seguir para a chaminé, passa pelo trocador $HX3$, onde será possível conhecer a temperatura que o ar irá entrar na combustão.

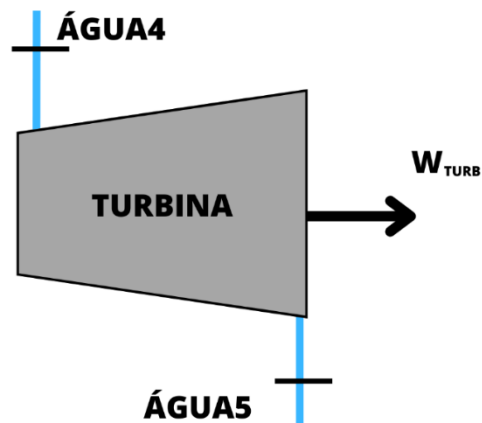
Figura 16 - Esquematização de $HX3$



Fonte: Autoria própria

Após este processo, agora estado de vapor superaquecido, a água entra na turbina, produz trabalho e sai da turbina com pressão e temperatura reduzida, no seu estado ÁGUA5, como ilustrado na Figura 17.

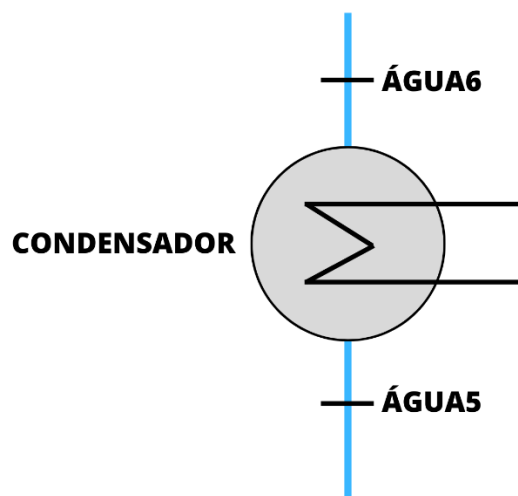
Figura 17 - Esquematização proposta para a turbina



Fonte: Autoria própria

Após escoar pela turbina, a água passa então pelo condensador, onde vai diminuir sua entalpia e sair do condensador no estado ÁGUA6 como líquido saturado.

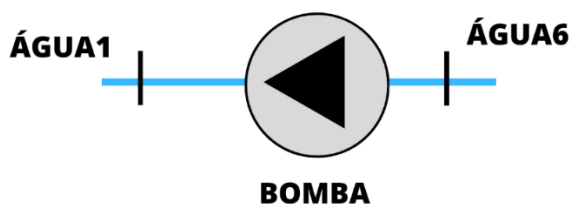
Figura 18 - Esquematização do condensador



Fonte: Autoria própria

E por fim, na bomba, a água irá receber pressão significativa, retornando ao seu estado ÁGUA1.

Figura 19 - Esquematização da bomba



Fonte: Autoria própria

E assim, é possível conhecer todas as temperaturas do gás e da água. Nas etapas descritas acima, pode-se utilizar as eficiências isentrópicas para a turbina e para a bomba, baseados em GALANTE (2015), conforme a Tabela 8.

Tabela 8 - Eficiência isentrópica da turbina e bomba

Parâmetro	Valor	Grandeza
η_{turb}	80	%
η_{bomb}	80	%

E, para determinar a eficiência da caldeira, da fornalha e do sistema total, pode-se utilizar as equações abaixo, de acordo com ÇENGEL; BOLES (2013) e BAZZO (1995):

$$\eta_{cald} = \dot{m}_{agua} \cdot \frac{\Delta h_{turb}}{\dot{m}_{cb} \cdot PCI} \quad (29)$$

$$\eta_{forn} = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{disp}} \quad (30)$$

$$\eta_{sis} = \frac{W_{liq}}{\dot{m}_{cb} \cdot PCI} \quad (31)$$

onde:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot (T_{ar2} - T_0) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q}_{disp} - PCI + \dot{m}_{gas} \cdot Cp_{gás} \cdot (T_{gas2} - T_0) + PERDAS \cdot \dot{Q}_{disp} \quad (33)$$

$$W_{liq} = W_{turb} - W_{bomb} \quad (34)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Começando então pelos resultados da fornalha, cujo o passo primordial foi a determinação dos parâmetros do combustível. Como proposto, a partir da Figura 1 e informações da Tabela 2 , foi possível analisar a fração gravimétrica dos resíduos sólidos urbanos. **A Erro! Fonte de referência não encontrada.** a baixo expõe esses resultados.

Tabela 9 - Parâmetros do combustível

Fração gravimétrica	Análise Elementar					Análise Imediata			
	C	H	O	N	S	Cz	W	MV	CF
Fração orgânica	0,48	0,064	0,376	0,026	0,004	0,05	0,7	0,214	0,036
Papel	0,434	0,058	0,443	0,003	0,002	0,06	0,1	0,756	0,084
Plástico	0,6	0,072	0,228	0	0	0,1	0,05	0,83	0,02
Tecidos	0,48	0,064	0,4	0,022	0,002	0,032	0,1	0,66	0,175
Borracha	0,697	0,087	0	0,02	0,001	0,015	0,2	0,681	0,113
Outros	0,263	0,03	0,02	0,005	0,002	0,68	0,032	0,681	0
Média Ponderada	0,430	0,056	0,294	0,015	0,003	0,151	0,352	0,462	0,044

A partir desses resultados, calculou-se o poder calorífico superior e inferior da mistura. Diante do resultado obtido para o PCI, e de acordo com o que foi apresentado na seção 2.2, observa-se que o combustível em questão é viável tecnicamente para uma incineração em estado bruto.

Após ter determinado PCS e PCI, foi possível calcular a massa de ar estequiométrico presente na combustão. E, com o valor da massa de ar estequiométrico, pôde-se então encontrar a massa de ar total necessária para que haja uma combustão eficiente do combustível.

Em paralelo, foi determinado a massa de gases estequiométricos da combustão. Com os resultados foi possível calcular a quantidade de gás de combustão, a vazão mássica total dos gases e a vazão mássica das cinzas provenientes da combustão.

Também foi calculado o calor específico da mistura, e, com todos os resultados em mãos, o cálculo da $T_{gás_2}$, o qual foi assumido como T_{ad} , é encontrado. A

Tabela 10 traz todos os resultados associados à combustão proposta, de forma organizada e de fácil visualização.

Tabela 10 - Resultados associados à combustão

Parâmetro	Valor	Grandeza
\dot{m}_{cb}	511,20	<i>kg/h</i>
m_{ar}^*	4,41	<i>kg/kg_{cb}</i>
m_{ar}	5,95	<i>kg/kg_{cb}</i>
m_{gas}^*	5,36	<i>kg/kg_{cb}</i>
$m_{gas/cb}$	6,964	<i>kg/kg_{cb}</i>
\dot{m}_{gas}	3559,93	<i>kg/h</i>
\dot{m}_{cz}	91,98	<i>kg/h</i>
$\overline{C}_{p_{gás}}$	1,29	<i>kJ/kg.K</i>
\overline{C}_{p_z}	1,25	<i>kJ/kg.K</i>
<i>PCS</i>	19887,50	<i>kJ/kg</i>
<i>PCI</i>	18156,52	<i>kJ/kg</i>

Com os parâmetros da combustão calculados, pôde-se então partir para a transferência de calor na fornalha, de acordo com o modelo proposto. Os resultados mostrados na Tabela 11 referem-se aos resultados obtidos para as resistências térmicas do sistema.

Tabela 11 - Resultados associados à transferência de calor

Parâmetro	Valor	Grandeza
$R_{conv,i}$	$1,98 \times 10^{-3}$	<i>K/W</i>
$R_{conv,e}$	384×10^{-6}	<i>K/W</i>
R_{rad}	$11,96 \times 10^{-6}$	<i>K/W</i>
R_{cond}	379×10^{-6}	<i>K/W</i>
R_{tot}	775×10^{-6}	<i>K/W</i>

Desta maneira, pôde-se comparar a taxa de transferência de calor permanente total do sistema, calculada pelo método de transferência de calor, com o previsto que seria entregue pelo combustível. Os resultados seguem abaixo.

Tabela 12 - Resultados da transferência de calor

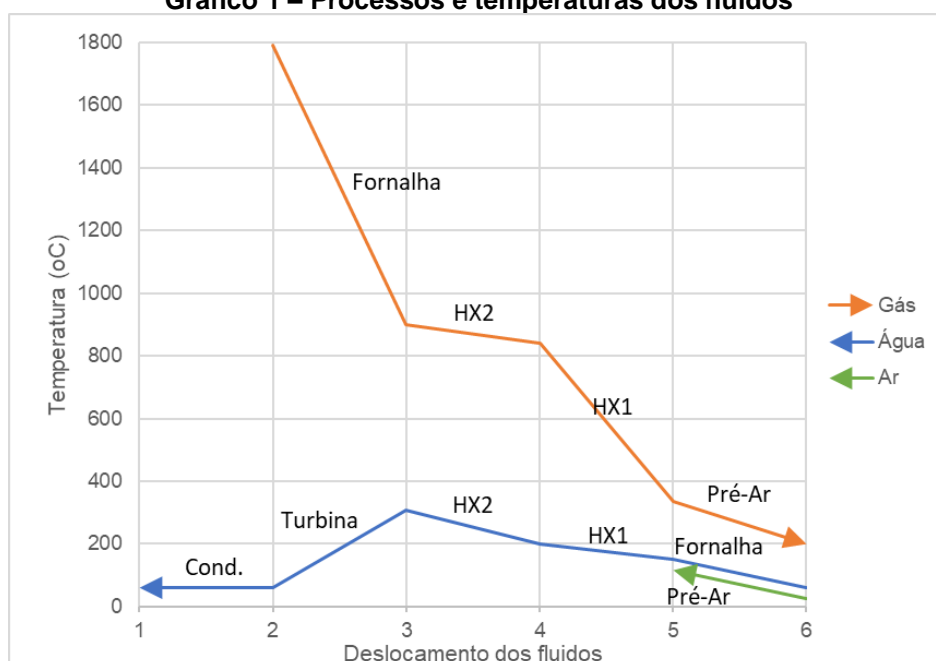
Parâmetro	Valor	Grandeza
\dot{Q}_{trans}	2,17	MW
\dot{Q}_{comb}	2,57	MW

Assim, as temperaturas da parede interna e externa da fornalha foram determinadas.

Tabela 13 - Temperaturas das paredes

Parâmetro	Valor	Grandeza
T_{par_i}	1765,61	°C
T_{par_e}	940,71	°C

A partir da temperatura T_{gas_1} também foi possível calcular a temperatura de saída dos gases da fornalha, e deste modo, partiu-se para os trocadores de calor *HX1* e *HX2*. Após sair dos trocadores de calor *HX1* e *HX2*, a água, em estado vapor superaquecido, entra na turbina, depois passa pelo condensador e por fim pela bomba, na qual aumenta consideravelmente sua pressão. Retornando o foco para os gases, após sair de *HX2*, eles passam pelo processo de aquecimento do ar, no trocador de calor *HX3*. O Gráfico 1 ilustra os resultados encontrados referentes às temperaturas dos fluidos em questão.

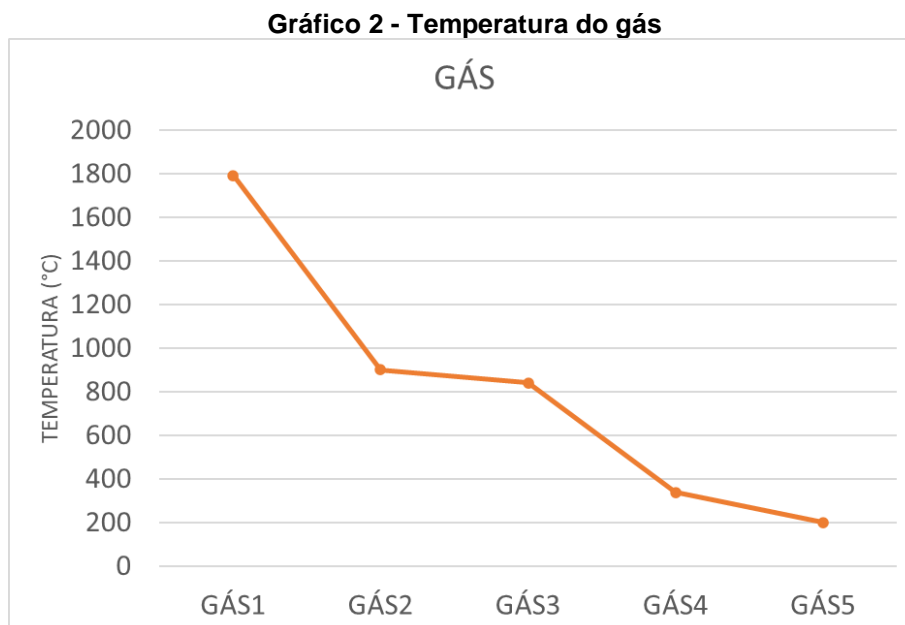
Gráfico 1 – Processos e temperaturas dos fluidos

Com os resultados encontrados, pode-se então preencher a Tabela 3 apresentada na seção 3.1. Abaixo os resultados, conforme a tabela atualizada.

Tabela 14 - Parâmetros finais

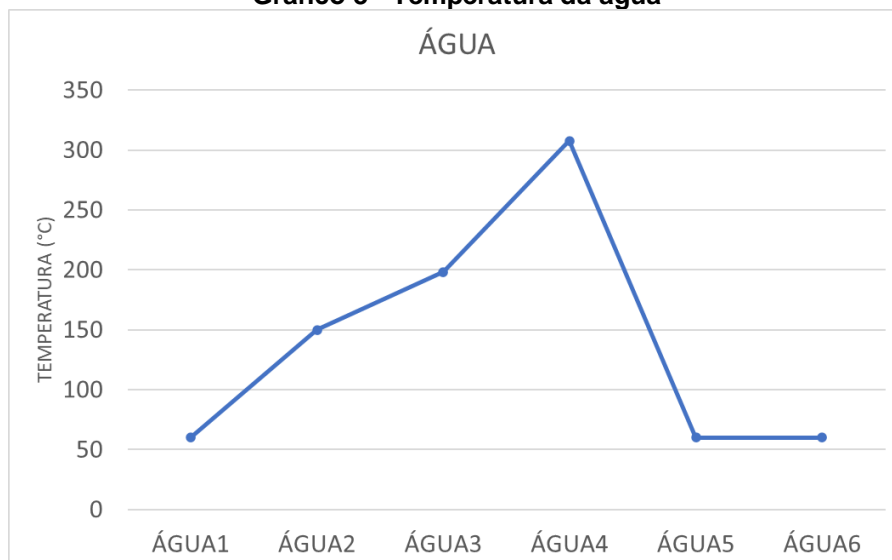
Processo	Parâmetro	T (°C)	P (kPa)	Vazão (kg/h)	h (kJ/kg)
ÁGUA1	T_{agua_1}	60,00	1500,00	7560,00	252,40
ÁGUA2	T_{agua_2}	150,00	1500,00	7560,00	632,90
ÁGUA3	T_{agua_3}	198,35	1500,00	7560,00	2791,50
ÁGUA4	T_{agua_4}	307,55	1500,00	7560,00	3053,63
ÁGUA5	T_{agua_5}	59,90	19,84	7560,00	2440,81
ÁGUA6	T_{agua_6}	59,90	19,84	7560,00	250,73
GÁS1	T_{gas_1}	1791,86	101,32	3559,93	-
GÁS2	T_{gas_2}	900,00	101,32	3559,93	-
GÁS3	T_{gas_3}	838,85	101,32	3559,93	-
GÁS4	T_{gas_4}	336,25	101,32	3559,93	-
GÁS5	T_{gas_5}	200,05	101,32	3559,93	-
AR1	T_{ar_1}	25,00	101,32	3139,20	-
AR2	T_{ar_2}	116,75	101,32	3139,20	-

Para uma melhor visualização acerca das temperaturas de cada componente (água, gás e ar), os gráficos seguintes trazem de forma estratificada essas informações.



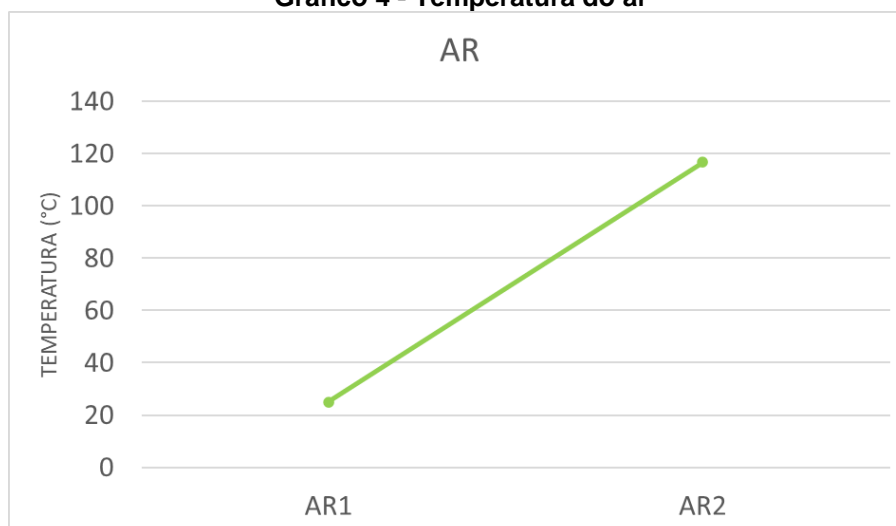
O gás sofre uma grande queda de temperatura dentro da fornalha, com $\Delta T \approx 892 \text{ }^\circ\text{C}$, isso porque, neste processo entre em cena os fenômenos de transferência de calor, a parede de aço da fornalha tem grande peso na diminuição de temperatura do gás, visto que a resistência por condução e convecção externa são maiores comparados com os valores obtidos para a radiação e convecção interna. Já no processo que ocorre no trocador *HX2*, onde é responsável por superaquecer a água, a variação de temperatura do gás não é tão acentuada, com um $\Delta T \approx 61 \text{ }^\circ\text{C}$. Já em *HX1*, o gás sofre outra grande variação de temperatura, com um $\Delta T \approx 502 \text{ }^\circ\text{C}$. E por fim, no trocador *HX3*, a variação de temperatura do gás é pequeno novamente, $\Delta T \approx 136 \text{ }^\circ\text{C}$.

Gráfico 3 - Temperatura da água



Já a água, primeiro recebe calor da fornalha, na parede d'água, a sua variação de temperatura neste processo é de aproximadamente $\Delta T \approx 90 \text{ }^\circ\text{C}$. E após pelo trocador *HX2*, obtêm-se $\Delta T \approx 48 \text{ }^\circ\text{C}$. Já no trocador de calor *HX1*, a variação de temperatura é acentuada, isso é justificado porque a água precisa receber calor para entrar na turbina em estado de vapor superaquecido, a variação de temperatura aqui é de $\Delta T \approx 109 \text{ }^\circ\text{C}$. Depois disso, o vapor passa pela caldeira, onde sofre uma acentuada queda de pressão e temperatura, aqui a variação encontrada é $\Delta T \approx 247 \text{ }^\circ\text{C}$. No condensador e na bomba, a variação de temperatura é ínfima, o que realmente muda é a pressão, onde sai da bomba a 1500 kPa.

Gráfico 4 - Temperatura do ar



O ar, por sua vez, passa somente pelo trocador *HX3*, e sua variação de temperatura é de $\Delta T \approx 92 \text{ }^\circ\text{C}$.

Partindo desses resultados, é possível então calcular os trabalhos da turbina e da bomba, além do trabalho líquido. Os resultados são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Trabalhos do ciclo Rankine

Parâmetro	Valor	Grandeza
W_{turb}	934,54	kW
W_{bomb}	3,95	kW
$W_{líq}$	930,59	kW

Posteriormente, para calcular a eficiência da fornalha, da caldeira e do sistema Rankine, foi preciso determinar a quantidade de calor disponível, e o quanto foi utilizado pela fornalha. A Tabela 16 traz os resultados desta etapa.

Tabela 16 - Resultados do ciclo Rankine

Parâmetro	Valor	Grandeza
\dot{Q}_{disp}	3125,8	kW
\dot{Q}_{util}	918,0	kW
η_{forn}	29,4	%
η_{cald}	69,8	%
η_{sis}	36,1	%

4.1 Conclusões

Primeiramente, focando nos resultados provenientes dos resíduos sólidos urbanos, pode-se perceber que no mínimo 5% da coleta de RSU no Brasil é impróprio para a combustão, como por exemplo vidros e metais. Desta forma, manter uma média consistente de combustível torna-se difícil sem um tratamento prévio. Além disso, outro problema que afeta diretamente na combustão e no poder calorífico do combustível é a umidade presente na coleta e a geração de

cinzas desta mistura. Este é outro fator que poderia ser melhorado com uma filtragem e tratamento pré-combustão.

O PCI entregue pela amostra proposta, é bastante satisfatório, entregando cerca de 18000 kJ/kg, o que se compara com combustíveis típicos como cavaco de eucalipto, por exemplo, que entrega cerca de 17990 kJ/kg.

Quanto ao modelo de transferência de calor proposto, utilizando resistências térmicas, mostrou-se também satisfatório. A taxa de calor permanente encontrada utilizando o método das resistências térmicas, ficou abaixo, como era esperado, daquele encontrado quando é considerado somente os parâmetros do combustível, desprezando as perdas de calor que o gás sofre no processo. A diferença de valores desses resultados ficou em cerca de 15,5%.

Já as temperaturas encontradas para as paredes internas e externas se mostraram um tanto quanto elevadas. Este fato pode ser justificado pelo fato de a temperatura do gás ser considerada como temperatura adiabática da chama, o que reflete diretamente nas temperaturas das paredes. A temperatura da chama adiabática mostrou-se também satisfatória, visto que associando-a com a transferência de calor da fornalha foi possível determinar a temperatura de saída dos gases, um valor de aproximadamente 900°C, o que é um valor aceitável para a aplicação.

Partindo para o aproveitamento térmico do ciclo Rankine, a água é pré-aquecida na fornalha, o que resulta em precisar de menos calor no primeiro trocador de calor para que atinja o estado de vapor saturado. Desta maneira a temperatura do gás permanece em um valor suficiente para que seja possível superaquecer o vapor da água no segundo trocador de calor. E, seguindo o “caminho” dos gases, é possível ainda pré-aquecer o ar que será utilizado na fornalha, o que contribui diretamente na temperatura dos gases de combustão.

O trabalho líquido encontrado para o ciclo mostrou-se adequado, visto que o valor encontrado para a eficiência do sistema, η_{sis} , é em torno de 36%, um valor na faixa esperada para este tipo de aplicação. Em relação as eficiências da fornalha e da caldeira, η_{forn} e η_{cald} , respectivamente, mostraram-se consistentes, de modo que a eficiência da fornalha ficou um pouco abaixo do esperado, o que é justificado devido ao baixo aproveitamento térmico para aquecer a água. Deste modo, a fornalha acaba se comportando mais como um gerador de gás quente do que como um aquecedor de água.

4.2 Sugestões para trabalhos futuros

A modelagem deste trabalho passa por algumas imposições, tais como os parâmetros construtivos da fornalha, seus diâmetros. Aqui, abre margem para estudos futuros, uma pesquisa mais aprofundada sobre a densidade térmica de caldeira, como citado em (BAZZO, 1995), pode trazer diâmetros mais adequados e realísticos para a caldeira.

Outro ponto aqui imposto foi a vazão mássica de combustível. Um estudo futuro pode modelar de maneira mais eficiente a determinação dessa vazão mássica. Outro fator que deve haver um estudo mais detalhado é em relação a composição do combustível. Aqui, foi usado uma média nacional, mas uma estratificação focada em uma região delimitada pode trazer uma composição totalmente diferente, e isso influencia diretamente no PCI do combustível.

Em relação ao estudo sobre transferência de calor, indica-se um estudo aprofundado, modelando a radiação com meio participante e emissividade combinada, além disso, aprofundar-se também na questão de mecânica dos fluidos, o que trará resultados melhores. Um ponto que merece ser destacado e indicado também para estudos futuros, é realizar uma pesquisa referente ao tipo de material usado na construção da caldeira, aqui, o código ASME para caldeiras e vasos de pressão traz algumas informações uteis para esta linha de pesquisa.

E o estudo futuro, além de ser imprescindível, é de muita relevância para a área de engenharia térmica, química e ambiental, é a realização de uma pesquisa aprofundada sobre a limpeza e tratamento dos gases de combustão de resíduos sólidos urbanos, já que esses gases são responsáveis pela liberação de diversos componentes químicos que podem ser danosos a saúde e ao meio ambiente. Este estudo é de suma importância pois este fator é determinante para a limitação da utilização em larga escala das usinas termoelétricas de aproveitamento energético através RSU. Desta maneira, estudar um processo de filtragem e tratamento eficiente para os gases podem trazer benefícios grandiosos.

REFERÊNCIAS

ABREU, M. W. D. **Padrões de consumo de energia em países em desenvolvimento**. Teses de doutorado—Rio de Janeiro: Instituto Alberto Luiz Coimbra De Pós-Graduação E Pesquisa De Engenharia - Universidade Federal Do Rio De Janeiro, mar. 2020.

ASSUNÇÃO, J. V. D.; PESQUERO, C. R. DIOXINAS E FURANOS: ORIGENS E RISCOS. **Revista de saúde pública - universidade de são paulo**, v. 33, n. 5, p. 523–30, out. 1999.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7 ed. PORTO ALEGRE: [s.n.].

ÇENGEL, Y. A.; KANOGLU, M.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH EDITORA LTDA, 2012.

DIP, T. M. **Otimização de condições operacionais de processo visando a minimização da emissão de material particulado na incineração industrial de resíduos perigosos**. Dissertação de mestrado—SÃO PAULO: Universidade de São Paulo - USP, 2004.

DIVINO, N. C. D. C. **Avaliação do potencial de rejeitos das associações de catadores como combustível derivado de resíduo - cdr**. Trabalho de conclusão de curso—Florianópolis: Universidade De Santa Catarina, 2020.

EPE, E. D. P. E. **Avaliação Preliminar do Aproveitamento Energético dos Resíduos Sólidos Urbanos de Campo Grande, MS: RECURSOS ENERGÉTICOS**. Rio de Janeiro: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2008. Disponível em: <<https://cetesb.sp.gov.br/biogas/wp->

content/uploads/sites/3/2014/01/mme_epe_aproveitamento_rsu_ms.pdf>
. Acesso em: 8 maio. 2022.

EPE, E. D. P. E. **Nota técnica dea 18/14 - inventário energético dos resíduos sólidos urbanos**: recursos energéticos. Rio de Janeiro: [s.n.]. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-251/topico-311/DEA%2018%20-%20%20Inventário%20Energético%20de%20Resíduos%20Sólidos%20Urbanos%5B1%5D.pdf>>.

FADE. Análise das Diversas Tecnologias de Tratamento e Disposição Final de Resíduos Sólidos Urbanos no Brasil, Europa, Estados Unidos e Japão. **ProteGEEr**, 2014.

FILHO, R. V. Emissão de óxidos de nitrogênio (NOX) na combustão industrial. **Revista ipt / tecnologia e inovação**, v. 1, n. 3, 2016.

GALANTE, R. M. **Análise termodinâmica de uma planta termoeétrica a biomassa assistida por energia solar**. Florianópolis: Universidade Federal De Santa Catarina, 2015.

GALANTE, R. M. **Análise e otimização termoeconômica de sistemas de geração de energia por incineração de resíduos com filtro biológico de emissões**. Curitiba: Universidade Federal Do Paraná, 2019.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7ª ED ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

KAMI, E. C. A. **Análise termoeconômica de sistema híbrido solar térmico integrado à unidade de recuperação energética de resíduos sólidos urbanos**. Dissertação de mestrado—Florianópolis: Universidade De Santa Catarina, 2019.

KIV. **Waste to Energy: Celje WtE CHP Plant**. , 2009. Disponível em: <<https://razvojdo.si/uploads/RAZVOJ%20IP->

%20Celje%20WtE%20CHP%20Plant%20v4.0.pdf>. Acesso em: 23 set. 2022

KOKALJ, F.; SAMEC, N. **Combustion of municipal solid waste for power production**. 1. ed. Croatia: Intech, 2013.

LOPES, E. J. **Desenvolvimento de sistema de gaseificação via análise de emissões atmosféricas**. Tese de doutorado—Curitiba: Universidade Federal Do Paraná, 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Plano nacional de resíduos sólidos urbanos - planares**. MMA, , 2020. Disponível em: <<https://portal-api.sinir.gov.br/wp-content/uploads/2022/07/Planares-B.pdf>>. Acesso em: 3 mar. 2023

XIN-GANG, Z. et al. Economic analysis of waste-of-energy industry in china. **Elsevier**, waste management. P. 604–618, 2016.