

**DANIEL JESUS DE OLIVEIRA**

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE UMA PLANTA  
INDUSTRIAL DE COGERAÇÃO DE ENERGIA A  
PARTIR DE BIOMASSA DE CANA-DE-AÇÚCAR**



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

**2023**

**DANIEL JESUS DE OLIVEIRA**

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE UMA PLANTA INDUSTRIAL DE  
COGERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DE BIOMASSA DE CANA-DE-  
AÇÚCAR**

**Projeto de Conclusão de Curso**  
apresentado ao Curso de graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Uberlândia, como parte dos  
requisitos para a obtenção do título de  
**BACHAREL em ENGENHARIA  
MECÂNICA.**

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes  
Antunes

**UBERLÂNDIA – MG**

**2023**

*...à minha mãe, meus filhos, meu amor e minha família*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar à minha mãe Hélia pelo apoio e pela confiança depositada em mim. Aos meus irmãos Michel e Michelle, meu cunhado Lázaro e meu padraсто Vanderlei, pelo incentivo. Aos meus filhos Aghnes e Luigi pela admiração e carinho. À minha amada companheira Polyana por toda a parceria, compreensão e suporte.

Ao meu orientador Professor Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pela paciência, disponibilidade, ensinamentos e oportunidade de estudar, aprender e me desenvolver em um tema de meu interesse.

Aos meus professores que partilharam seus conhecimentos e assim contribuíram muito para o meu aprendizado profissional e pessoal.

Aos meus amigos Leonardo, Pedro, Rafael, Bruno e todos os outros que sempre estiveram ao meu lado nos momentos de adversidades e também nos de diversão.

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e ao curso de Engenharia Mecânica.

OLIVEIRA, D. J. **Análise e otimização de uma planta industrial de cogeração de energia a partir de biomassa de cana-de-açúcar**. 2023. 47p. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, Brasil.

## RESUMO

A matriz energética do Brasil é uma das mais limpas do mundo e grande parte desse feito provêm dos recursos abundantes que o país possui e também das tecnologias aqui desenvolvidas para a produção de biocombustíveis. Neste âmbito se destaca a cana-de-açúcar, que está entranhada na história do país e faz parte inclusive de sua cultura, outrora como fonte de obtenção de açúcar e aguardente, agora está em uma vasta área na produção de etanol combustível, fármacos, resinas, biomassa entre outros. Desde a época do Brasil colônia, os engenhos foram implementando suas tecnologias de beneficiamento da cana-de-açúcar e o que se vê atualmente, são usinas com tecnologias de ponta e eficientes mecanismos capazes de extrair o máximo de energia dessa fonte. Na busca por melhorias contínuas têm-se empregado várias técnicas e estratégias para maximizar os lucros e reduzir os impactos ambientais nessas usinas de cana-de-açúcar. Uma das formas de se fazer isto, é através da cogeração de energia realizada com a queima do bagaço e das palhas da cana em caldeiras e ciclos termodinâmicos de geração de vapor. Mas para que isso seja possível é necessário transformar inicialmente este bagaço em um biocombustível eficiente. Neste aspecto, uma alternativa é realizar a diminuição da umidade restante do bagaço antes de realizar sua queima como combustível na caldeira, e isto não foi possível com o calor dispensado pelo condensador da planta específica estudada, mas se mostrou eficiente através da utilização do calor liberado pelos gases de exaustão.

---

**Palavras Chave:** *Secador de bagaço, bagaço de cana-de-açúcar, secagem de biomassa, biomassa para geração de vapor, cogeração de energia, ciclo Rankine regenerativo.*

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 2.1</b> - Esquema do ciclo de Carnot .....	13
<b>Figura 2.2</b> - Diagrama TxS do ciclo de Carnot .....	14
<b>Figura 2.3</b> - Esquema do ciclo de Rankine simples .....	15
<b>Figura 2.4</b> - Diagrama TxS do ciclo de Rankine simples.....	16
<b>Figura 2.5</b> - Esquema ciclo Rankine regenerativo.....	17
<b>Figura 2.6</b> - Diagrama TxS ciclo Rankine regenerativo ideal.....	17
<b>Figura 3.1</b> - Caldeira HPB VS5200/1 .....	20
<b>Figura 3.2</b> - Condensador .....	22
<b>Figura 3.3</b> - Diagrama TxS da usina.....	23
<b>Figura 3.4</b> - Esquema representativo da usina.....	24
<b>Figura 3.5</b> - Representação tridimensional da caldeira .....	25
<b>Figura 3.6</b> - Detalhe da caldeira e tubulação de saída de gases.....	26

## LISTA DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1.1</b> - Matriz energética mundial 2020.....	1
<b>Gráfico 1.2</b> - Matriz energética Brasileira 2021 .....	2

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 3.1</b> - Condições de operação das turbinas.....	21
<b>Tabela 4.1</b> - Dados da safra 2021 .....	27
<b>Tabela 4.2</b> - Dados conhecidos do ciclo da usina.....	29
<b>Tabela 4.3</b> - Valores termodinâmicos do ciclo da usina.....	30
<b>Tabela 5.1</b> - Resultados dos cálculos.....	37



## LISTA DE SÍMBOLOS

AAA	Aquecedor de Água de Alimentação
IEA	Agência Internacional de Energia
BEM	Balanco Energético Nacional
$B_1$	Bomba 1
$B_2$	Bomba 2
$\eta_{Rankine}$	Eficiência do ciclo de Rankine
$\eta_{Carnot}$	Eficiência do ciclo de Carnot
$\epsilon_{Combustão}$	Eficiência da combustão
$E_{ent}$	Energia que entra no sistema
$E_{sai}$	Energia que sai do sistema
$h[i]$	Entalpia no ponto [i]
$Q_{total}$	Energia total liberada pela biomassa
$Q_{GV}$	Fluxo de calor liberada pelo gerador de vapor
$Q_{CD}$	Fluxo de calor liberado no condensador
$\dot{m}_{bagaço}$	Fluxo de massa de bagaço
$\dot{W}_{T1}$	Fluxo de trabalho na Turbina 1
$\dot{W}_{T2}$	Fluxo de trabalho na Turbina 2
PCi	Poder Calorífico Inferior
Q	Quantidade de calor líquido
$Q_{ent}$	Quantidade de calor que entra no sistema
$Q_{sai}$	Quantidade de calor que sai do sistema
VRP	Válvula reguladora de Pressão
$\Delta E$	Variação de energia
$\Delta U$	Variação de energia interna
W	Quantidade de trabalho líquido

## SUMÁRIO

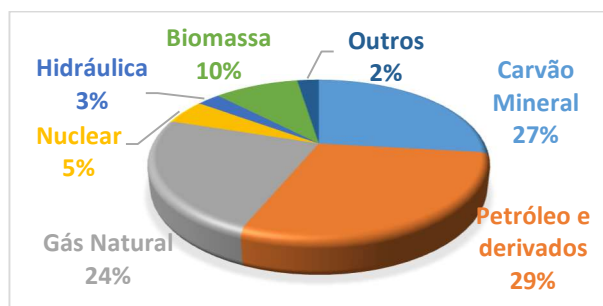
CAPÍTULO I.....	1
1.1 Descrição do trabalho .....	3
CAPÍTULO II.....	6
2.1 Energia, termodinâmica e cogeração.....	6
2.2 Primeira lei da termodinâmica.....	9
2.3 Segunda lei da termodinâmica.....	11
2.4 Ciclo de potência de Carnot.....	12
2.5 Ciclo ideal de Rankine.....	14
CAPÍTULO III .....	18
3.1 Descrição dos equipamentos .....	18
3.2 Disposição dos equipamentos.....	23
3.3 Sistema esquematizado.....	24
3.4 Desenho 3D .....	25
CAPÍTULO IV .....	26
4.1 Engineering Equation Solver (EES).....	27
4.2 Equações apresentadas .....	28
CAPÍTULO V .....	34
5.1 Bagaço úmido .....	34
5.2 Bagaço seco .....	35
5.3 Umidade recomendada pelo fabricante da caldeira.....	36
CAPÍTULO VI .....	38
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	39
ANEXO I - MEMORIAL DE CÁLCULO .....	43

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

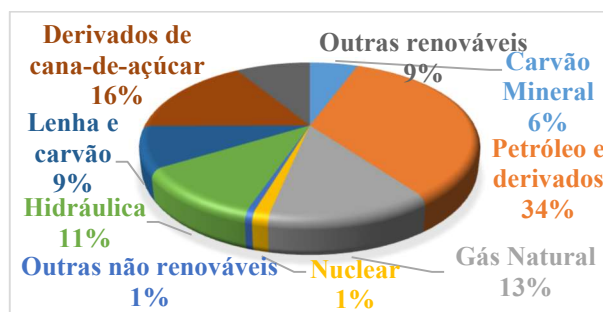
A matriz energética é o conjunto de fontes disponíveis para suprir a demanda de energia de uma região, que pode ser um estado, um país, um continente ou até mesmo o mundo. Essas fontes podem ser de dois tipos: fontes não renováveis – carvão, petróleo, gás natural e nuclear – e fontes renováveis – solar, eólica, hidráulica, biomassa, geotérmica e outras (GOVERNO FEDERAL, 2020). No mundo, o cenário que se encontra é de 85% de fontes de energia não renováveis na matriz energética (IEA, 2022); já no Brasil esse número é melhor, porém ainda 51,6% da energia provém de fontes não renováveis (BEN, 2022). A distribuição das fontes energéticas mundial pode ser verificada no **Gráfico 1.1** e a distribuição energética brasileira no **Gráfico 1.2**:

**Gráfico 1.1** - Matriz energética mundial 2020



**Fonte:** Elaboração própria (2023) com base na IEA (2022).

**Gráfico 1.2 - Matriz energética Brasileira 2021**



Fonte: Elaboração própria (2023) com base no BEN (2022).

Uma importante fonte de energia renovável do Brasil advém dos derivados de cana-de-açúcar. Notadamente o etanol combustível, seja hidratado que abastece veículos ou anidro que compõe 27% da gasolina (Lei nº 9.478/97), é o biocombustível mais amplamente utilizado no país (GOVERNO FEDERAL, 2022).

O processo de extração do caldo da cana é realizado através da moagem, e, até início dos anos 1980, o bagaço que restava desse processo era um subproduto indesejado, até que a busca por maiores rendimentos e com incentivos do governo, passou a ser uma importante fonte de produção elétrica através da cogeração nas usinas (TEIXEIRA *et al.*, 2019).

A cogeração no setor sucroalcooleiro é realizada através da produção de vapor por meio da queima da biomassa – palha e bagaço – e tem-se tornado cada vez mais eficiente (TEIXEIRA *et al.*, 2019), uma vez que ela reduz os custos da usina que utiliza esse vapor em seus processos produtivos, produz energia para ser autossuficiente eletricamente e ainda possibilita a venda da energia excedente, aumentando o lucro.

Vários aperfeiçoamentos vêm sendo implementados para melhorar o desempenho do uso energético do bagaço e da palha, por exemplo a produção de combustíveis sólidos, etanol de segunda geração e diversos implementos tecnológicos na planta de cogeração (INEE, 2013).

Neste sentido, é de grande valia utilizar conhecimentos já adquiridos para buscar uma nova estratégia de melhoria de aproveitamento da energia da biomassa, verificando a possibilidade de otimizar a cogeração de energia pela queima de biomassa de cana-de-açúcar em até 8% através da redução da umidade do bagaço (SILVA; LIMA, 2020).

A proposta, então, deste trabalho é analisar se é viável utilizar parte do calor dispensado pelo condensador para retirar umidade do bagaço e assim aumentar o calor fornecido pela sua queima sem alterar a infraestrutura básica da planta.

O estudo deste tema se justifica não apenas pelo desenvolvimento tecnológico e práticas sustentáveis, pois traz uma nova fonte de dados para pesquisas futuras na área de cogeração, mas também para o ramo econômico que tende a se beneficiar com o aumento de lucro das usinas e o campo ambiental com impacto na redução de emissões de poluentes por consumo de fontes não renováveis, economia de recursos hídricos e menor quantidade de resíduos sólidos oriundos de queimas incompletas (COPERSUCAR, 2021).

Para alcançar o objetivo deste trabalho, foi desenvolvida uma análise da planta industrial de geração de vapor, com a finalidade de obter o valor de calor produzido pela queima do bagaço e do calor dispensado no condensador.

Na sequência, foi mensurado o impacto da utilização desse calor para redução da umidade do bagaço na geração de energia térmica durante a queima e assim estabelecer o melhor cenário dentro das características da planta.

## **1.1 Descrição do trabalho**

A fim de desenvolver este trabalho de forma organizada e coerente estabelecendo uma relação confiável entre o que se pretende apresentar com aquilo que está escrito (PRAÇA, 2015), o mesmo foi dividido em seis capítulos.

Após a introdução, cujo objetivo é contextualizar, definir de forma clara e objetiva o problema a ser solucionado bem como propor uma possível solução, além de justificar a relevância do trabalho e expor seus objetivos, é realizada, no segundo capítulo, uma revisão bibliográfica conceitual.

Essa revisão busca enunciar a definição exata dos conceitos teóricos da termodinâmica envolvida nos processos, desde os micros até os macroprocessos, isto possibilita uma leitura fluida com maior facilidade de entendimento e uma construção livre de interpretações dúbias (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Já no terceiro capítulo, são descritos os equipamentos e suas disposições dentro da planta de geração de vapor e cogeração de energia no que tange o objeto de estudo deste trabalho, assim como são apresentados também os conceitos específicos que envolvem a cogeração e suas descrições dentro de cada etapa.

Além disso, o terceiro capítulo traz a representação esquematizada e a modelagem tridimensional da planta de cogeração, realizada a partir de um *software* de CAD (*Computer Aided Design*), essencial para visualização e melhor entendimento dos processos (FOGGIATTO; VOLPATO; BENTORIN, 2007).

No quarto capítulo são expostos os dados reais coletados durante a safra da usina Atvos - Unidade Alto Taquari referentes ao ano de 2021 já compilados em suas informações relevantes.

Neste mesmo capítulo são também apresentadas as fórmulas matemáticas utilizadas na análise dos processos e resultados dos cálculos de interesse feitos com o auxílio do *software* *EES* (*Engineering Equation Solver*).

O ESS é um programa solucionador de equações que fornece análises de incerteza (F-CHART SOFTWARE, 2019) com os dados inseridos, o que possibilita obter alguns parâmetros de análise e comparação, a fim de estipular como o sistema se comporta ao serem alteradas as variáveis na busca de se conseguir uma otimização do processo.

No quinto capítulo é sugerida a utilização do calor dispensado pelo condensador para realizar a secagem do bagaço de cana-de-açúcar como solução de otimização do processo de cogeração (SOSA-ARNAO *et al.*, 2004) e são desenvolvidos os cálculos a fim de aferir sua eficiência e viabilidade.

Além disto é feita também uma análise comparativa entre os cenários com o bagaço “in natura”, com 47% de umidade e completamente seco, testando a eficiência da planta.

No sexto, último capítulo, é retomada a problemática discutida (CARDOSO; PRESTES; SOUZA, 2010), os resultados alcançados são elencados de forma clara e objetiva e trazem os principais pontos observados, as conclusões obtidas com o trabalho e as considerações finais.

## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Energia, termodinâmica e cogeração

A termodinâmica enquanto ciência que estuda as transformações de energia, ou seja, o potencial de promover mudanças no ambiente observado (ÇENGEL; BOLES, 2013), ou ainda nos seus processos de conversão e conservação (SONNTAG; BORGNAKKE, 2018), possui ampla utilização, também, no cenário da engenharia. No que tange este trabalho, a termodinâmica permite a análise quantitativa e qualitativa de um problema físico real; a estimativa bastante aproximada dos valores de energia convertidos dentro de cada processo que envolve a cogeração de energia; a interpretação teórica e física que decorre destes processos e as conclusões sobre todos os aspectos relevantes.

Um processo de cogeração de energia envolvendo a queima de biomassa pode ser descrito resumidamente pela termodinâmica como a conversão de energia química em energia calorífica, inicialmente, na qual o calor gerado pela combustão da biomassa de cana-de-açúcar é armazenado na água da caldeira, mudando seu estado para a forma de vapor.

Logo após, parte desse vapor é utilizado nos dispositivos como calor de processo e outra parte possui energia suficiente para movimentar as pás da turbina, convertendo-a, então, em energia cinética, que por fim é transformada em energia elétrica em um gerador (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Cada uma dessas conversões pode ser analisada, mensurada e interpretada segundo os princípios termodinâmicos que regem a natureza do processo, e todos eles possuem pontos que podem ser aprofundados e otimizados, pois, em um problema real, existem diversas



transformações de energias indesejadas, chamadas de perdas, que podem aparecer na forma de atrito, energia sonora, luminosa e troca de calor com o ambiente não utilizada (SONNTAG; BORGNAKKE, 2018).

A principal transformação energética utilizada neste trabalho é a primeira, que é a transformação química oriunda da queima da biomassa, o calor da reação. Nela a energia de ligação das moléculas presentes no combustível, o bagaço da cana, é liberada durante combustão.

Na combustão acontece a quebra de ligações nos reagentes e formação de novas moléculas com entalpias diferentes nos produtos em um processo de oxidação rápida e autossustentada. Desta forma a energia liberada é igual a essa variação de entalpia (RENDEIRO, 2008).

Uma combustão ocorre quando existem quatro componentes básicos, também conhecido como tetraedro do fogo (ROSA, 2018), que são eles: combustível, comburente, energia de ativação e reação em cadeia.

O combustível é o composto que irá fornecer a energia para a queima, neste caso, o bagaço de cana-de-açúcar. O comburente, também conhecido como agente oxidante é o Oxigênio, que compõe cerca de 21% do ar atmosférico em CNTP<sup>1</sup>( BIZZO, 2003).

A energia de ativação é a fonte inicial que irá aumentar a temperatura do combustível até o ponto de liberação dos gases que sofrerão a queima e em regime permanente de geração de vapor já não é contabilizada no processo.

---

<sup>1</sup> Condições Normais de Temperatura e Pressão

Por fim, a reação em cadeia são as formações de frações químicas instáveis e transitórias que permitem o progresso da combustão.

A reação de queima estequiométrica pode ser representada de pela Equação 1:



Uma queima completa de combustível é representada pela Equação 2:



Adiante será exposta a reação para o caso estudado neste trabalho, porém, inicialmente, a variável energia liberada nesta reação deve ser observada com mais atenção, pois ela que deverá ser alterada para que seja possível atingir o objetivo de otimizar a planta de cogeração proposta.

Isso será possível através da manipulação da umidade do bagaço de cana de açúcar, que possui valor médio de 52,78% na safra estudada.

Essa umidade influencia na energia liberada durante a combustão, reduzindo-a em relação à queima estequiométrica. Isto porque nas etapas do processo de combustão de sólidos, a evaporação da água presente no combustível consome parte da energia da queima.

Importante salientar que as demais etapas – pirólise, oxidação e pós combustão – ocorrem simultaneamente em diferentes regiões da biomassa (RENDEIRO, 2008).

Ao realizar uma secagem prévia do bagaço de cana-de-açúcar, a energia liberada pela chama tende a ser maior pelo fator mencionado anteriormente, entretanto, a energia liberada também depende da quantidade de massa utilizada para a queima, e esta diminui com a redução do nível de umidade (SILVA, 2018). Sendo assim, existe um ponto ótimo no qual a diminuição da umidade e o consumo de biomassa renderá o melhor valor de energia liberada pela combustão.

## 2.2 Primeira lei da termodinâmica

A energia é uma entidade inerente de todos os componentes do universo, ela pode se apresentar de várias formas: mecânica, magnética, nuclear, química e elétrica (SONNTAG; BORGNAKKE, 2018). Entender sua configuração é de suma importância para desenvolver soluções para os problemas cotidianos. Sendo assim, é preciso escolher uma região do espaço físico que se deseja examinar e nela contabilizar a quantidade de energia presente, a energia total (E); porém, isso trará apenas uma visão estática, uma fotografia em determinado momento. Uma forma de expandir esse horizonte é iniciar os estudos sobre as transformações de energia que ocorrem neste sistema definido, analisando assim a qualidade da energia que existe neste ambiente.

Entretanto, também não é interessante para os problemas de engenharia, definir todas as transformações de energia dentro do sistema de controle, e sim entender a variação de energia total do sistema, e isto pode ser feito de maneira mais conveniente se for definido um referencial apropriado. Neste ponto é importante entender que a energia pode ser dividida em dois grupos: as dependentes de um referencial externo – potencial e cinética – e as independentes de referencial externo – energia interna (U) (ÇENGEL; BOLES, 2013). Partindo disto, considera-se este espaço de estudo como um sistema estacionário, assim a energia externa não influenciará no resultado, pois pode-se considerá-la naquele referencial como zero. Logo a energia do sistema será:

$$E = U \quad (3)$$

Uma vez definido o volume de controle, já que nos interessa o fluxo de massa, e sabendo que este está isolado, as únicas formas de interação energética são através do calor e do trabalho. Com isto, pode-se obter o balanço energético do sistema através da diferença de energia transferida, ou seja, a energia total que entra no sistema menos a energia total que sai do sistema é igual a variação de energia:

$$(E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E) \quad (4)$$

Feitas todas essas considerações e sabendo que no sistema aqui proposto o que interessa é fornecer calor para o sistema e retirar trabalho, observa-se o que anuncia a primeira lei da termodinâmica, o princípio de conservação da energia no nosso caso:

$$\Delta U = Q - W \quad (5)$$

Nota-se que uma vez calculada a variação de energia interna em um sistema fechado, é possível encontrar os valores de trabalho líquido realizado e de calor fornecido.

As máquinas térmicas utilizam este princípio para direcionar as transformações de energia em trabalho mecânico, isto é, converter a energia térmica em trabalho útil. Quando um fluido compressível é aquecido ele pode aumentar seu volume, e com essa expansão, mover um pistão em um mecanismo, como ocorre nos motores de combustão interna, ou ainda as pás de uma turbina, como ocorre em uma planta de cogeração, e essa energia mecânica gerada será utilizada para realizar trabalho ou ser transformada em energia elétrica (ÇENGEL; BOLES, 2013).

No que se refere a este trabalho, como já mencionado anteriormente, a sequência de transformações de energia é primeiramente, realizar a combustão do bagaço de cana-de-açúcar.

A energia liberada desta combustão é transferida em parte para a água do sistema de geração de vapor, o fluido de trabalho, que é um eficiente condutor de energia térmica. Ao transformar a água em vapor superaquecido, o mesmo é transportado para a turbina de alta pressão, que irá converter parte dessa energia em energia cinética de rotação, reduzindo a pressão e energia do vapor.

A turbina, por sua vez, está ligada, por um eixo solidário, à um gerador de energia elétrica. Ela também possui um ponto de extração de vapor a média pressão que terá parte utilizada para acionar as moendas e bombas de contrapressão e processos industriais da usina e outra parte irá para uma segunda turbina de média pressão, também ligada à um gerador de energia.

Após todos esses processos, o vapor estará com baixa pressão e baixa temperatura. Então, por fim, é condensado para que possa ser bombeado novamente pelo sistema e reinicie todo o ciclo.

### 2.3 Segunda lei da termodinâmica

Ao se analisar os processos de conversão de energia, pode-se observar que o balanço energético precisa ser respeitado, como enunciado de Lavoisier que diz que a energia não será criada ou perdida, mas sempre transformada. Todavia, existe um sentido de transformação dessa energia, como exemplo, uma xícara de café quente esfriará no ambiente, assim como um copo de cerveja gelada esquentará nesse mesmo ambiente. Esse sentido de energia de alta qualidade para a mais baixa qualidade é concomitante à primeira lei da termodinâmica.

Isto aplicado em uma máquina térmica que opera em um ciclo termodinâmico, revela que a mesma deve trocar calor com duas fontes térmicas, uma fonte de alta temperatura e deve rejeitar uma certa quantidade de calor para uma fonte de baixa temperatura para que o ciclo se complete.

Surge então o enunciado de Kelvin-Planck “*É impossível a construção de uma máquina que, operando em um ciclo termodinâmico, converta toda a quantidade de calor recebido em trabalho*”, ou seja, nenhuma máquina térmica pode ter 100% de eficiência. Então, transformar trabalho mecânico em calor é possível, porém não é possível transformar todo o calor em trabalho mecânico (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Justamente isso impede que todo o calor utilizado em uma caldeira seja reaproveitado no ciclo, e faz com que seja necessário dispensar uma parte do calor recebido. Além disto, a transferência de energia térmica flui da alta temperatura para a baixa temperatura naturalmente, o processo inverso não ocorre de forma espontânea, necessitando de algum equipamento.

Os processos de transferência de energia térmica são processos irreversíveis na prática, o que quer dizer que sempre vão deixar vestígios no ambiente, mesmo se restaurados ao seu estado inicial. Todos os fatores que impossibilitam que o processo seja reversível recebem o nome de irreversibilidades, que são: atrito, diferença de temperatura finita, entre outros.

No desenvolvimento de um equipamento capaz de utilizar a energia, vários fatores podem influenciar no seu aproveitamento, mas de forma geral, é possível a partir da análise de quanta energia consegue ser convertida e aproveitada medir o desempenho do equipamento: eficiência para máquinas térmicas e COP (Coeficiente de Performance) para refrigeradores e bombas de calor.

No que tange este trabalho, o calor gerado na queima do bagaço será transferido para o fluido de trabalho na caldeira, e ao final do ciclo, parte do calor do fluido de trabalho será dispensado no condensador. Para aproximar o processo irreversível a um processo ideal reversível deve-se aumentar o calor que entra ( $Q_{ent}$ ) e diminuir do calor que sai ( $Q_{sai}$ ), isso aumentará a eficiência da máquina térmica. Observável na Equação (6) da eficiência:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{sai}}{Q_{ent}} \quad (6)$$

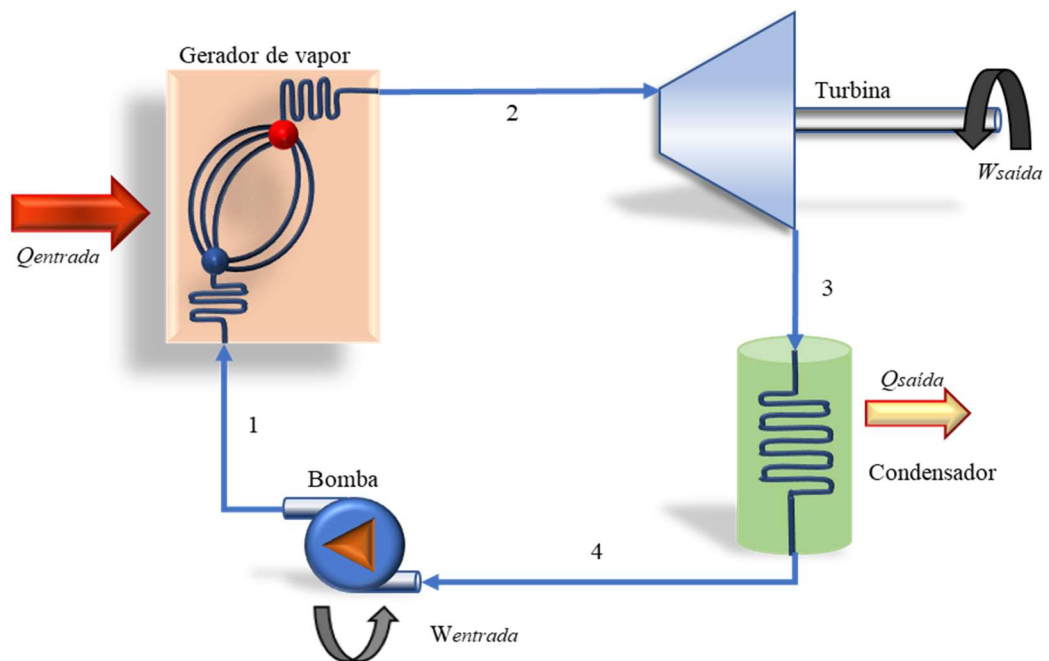
Para aumentar a eficiência térmica da caldeira já instalada na planta da usina, iremos trabalhar na variável  $Q_{ent}$ . Pretende-se aumentar a quantidade de calor ao queimar o bagaço de cana-de-açúcar, mantendo o calor dispensado constante.

## 2.4 Ciclo de potência de Carnot

Um ciclo reversível serve como referência para o desenvolvimento de ciclos térmicos reais e também como limite teórico para a melhor otimização da máquina térmica, e, conforme mencionado, os ciclos reais são irreversíveis, mas nada impede a tentativa de aproximar ao máximo possível um ciclo irreversível de seu corresponde reversível.

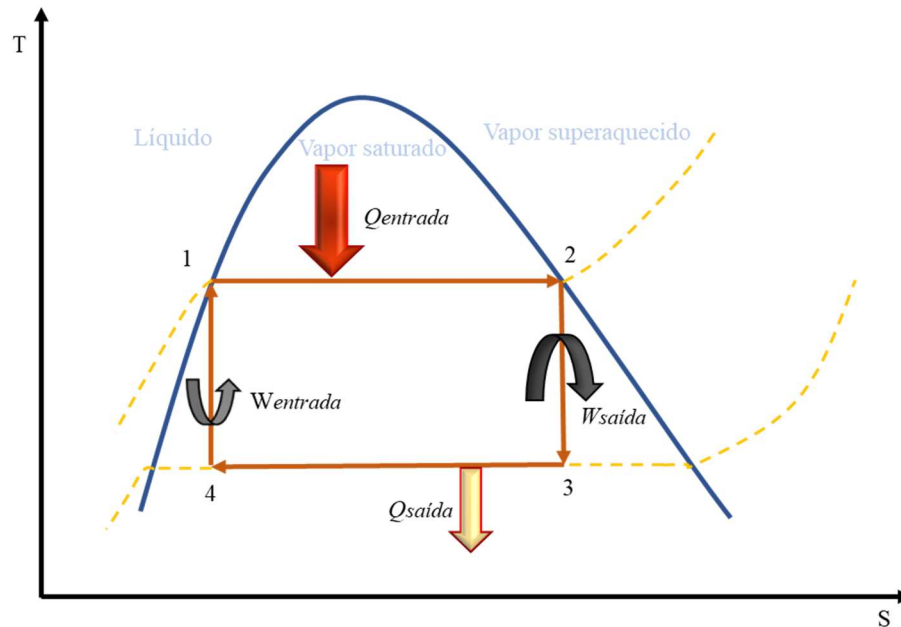
Na busca por estabelecer um ciclo ideal reversível, o engenheiro francês Sadi Carnot, propôs em 1824 um ciclo composto por quatro processos reversíveis: uma expansão isotérmica, uma expansão adiabática, uma compressão isotérmica e uma compressão adiabática (MORAN; SHAPIRO; BOETNER, 2000). É o ciclo mais eficiente a operar entre dois limites de temperatura, pois é completamente reversível.

**Figura 2.1** - Esquema do ciclo de Carnot



Fonte: Imagem do autor (2023).

**Figura 2.2 - Diagrama TxS do ciclo de Carnot**



**Fonte:** Imagem do autor (2023)

Para várias aplicações o ciclo de Carnot é o parâmetro ideal nas máquinas térmicas, todavia, em um ciclo a vapor ele apresenta uma série de dificuldades ao ser implementado. É um exemplo disto, a limitação da temperatura máxima que pode ser utilizada no ciclo que deve ser abaixo do ponto crítico da água. Outra limitação se encontra durante a expansão na turbina, onde o título do vapor diminui, criando uma importante fonte de desgaste das pás pela colisão das gotas de água. E pelo mesmo motivo, de existir duas fases no fluido de trabalho, torna-se complicado projetar um compressor para esse processo.

## 2.5 Ciclo ideal de Rankine

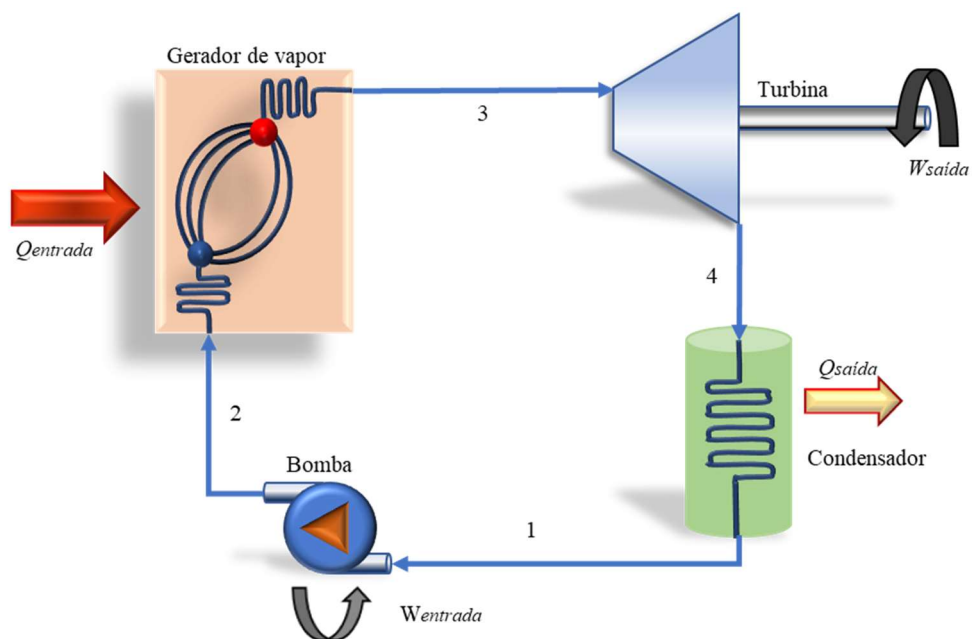
Para sanar os problemas encontrados ao tentar aplicar o ciclo ideal de Carnot em uma usina de potência a vapor real, foi descoberto e nomeado por William John Macquorn Rankine



o ciclo de Rankine, que propôs superaquecer o vapor de água na caldeira e condensá-lo completamente no condensador (ÇENGEL; BOLES, 2013).

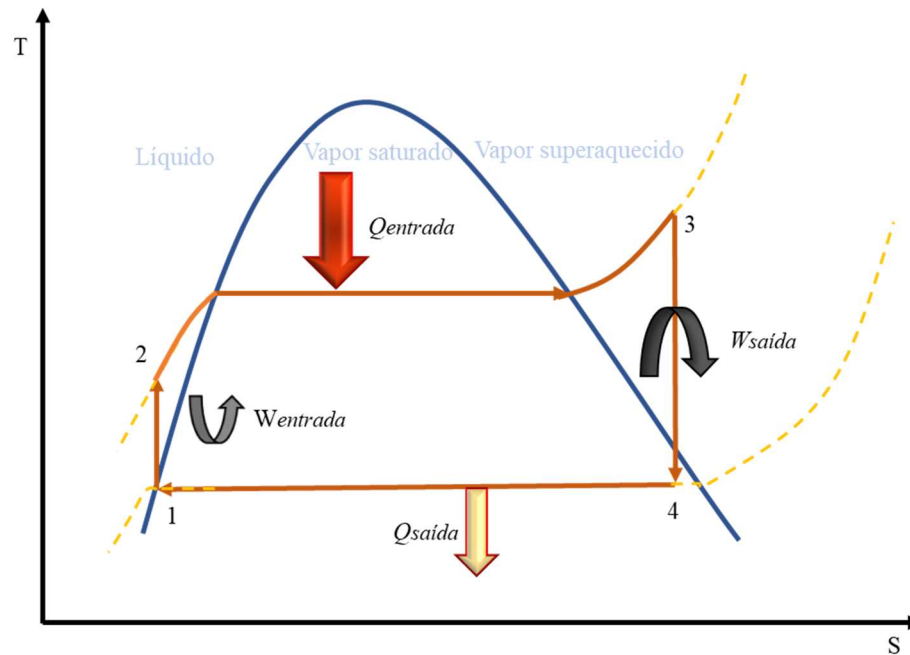
O ciclo de Rankine consiste em quatro processos que não envolvem irreversibilidades, que são: compressão isentrópica, fornecimento de calor a pressão constante, expansão isentrópica e rejeição de calor a pressão constante. Para isto são usados essencialmente quatro componentes no ciclo: uma bomba, uma caldeira, uma turbina e um condensador adiabática (MORAN; SHAPIRO; BOETNER, 2000).

**Figura 2.3** - Esquema do ciclo de Rankine simples



Fonte: Imagem do autor (2023)

**Figura 2.4** - Diagrama TxS do ciclo de Rankine simples

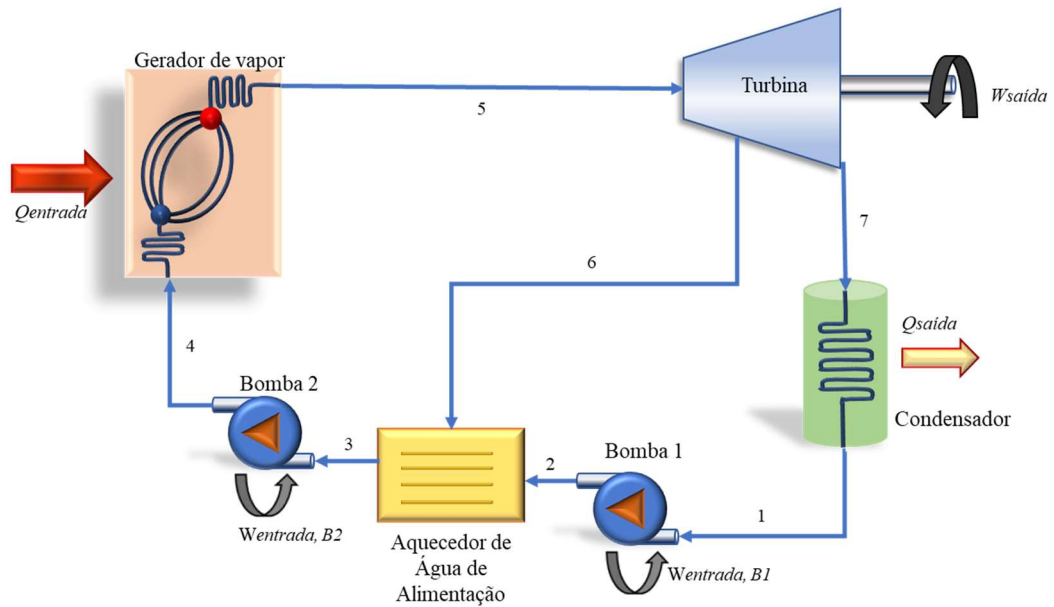


**Fonte:** Imagem do autor (2023)

O ciclo de Rankine simples é o ideal nas usinas de potência a vapor, entretanto é possível aumentar sua eficiência com algumas modificações que podem ser o ciclo com reaquecimento e o ciclo regenerativo. Este segundo é de interesse para o presente trabalho, uma vez que ele é justamente o ciclo utilizado na usina estudada.

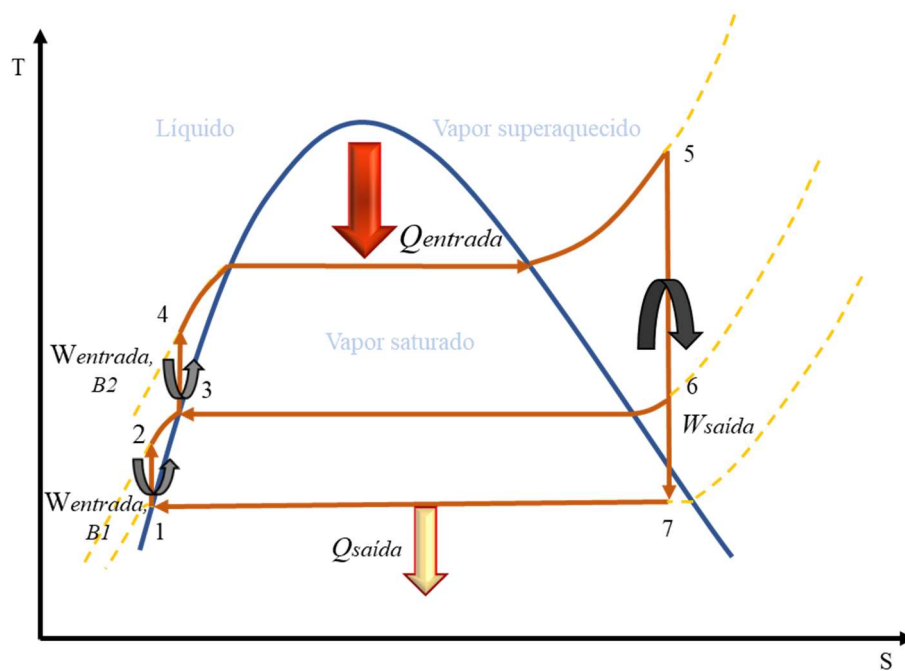
Para entender a cogeração de energia da usina, é necessário entender o ciclo de Rankine regenerativo. Nele é aumentada a temperatura da água que sai da bomba para que ela chegue aquecida na caldeira, isso é possível extraíndo parte do vapor que expande na turbina e direcionando-o a um aquecedor de água de alimentação (AAA), onde irá se misturar com a água que sai do condensador (aquecedor aberto). A outra parte do vapor continua se expandindo da pressão intermediária isentropicamente até a pressão do condensador. Após sair do condensador, uma bomba eleva a pressão da água até a pressão do aquecedor, onde ela irá se misturar ao vapor extraído.

**Figura 2.5 - Esquema ciclo Rankine regenerativo**



Fonte: Imagem do autor (2023)

**Figura 2.6 - Diagrama TxS ciclo Rankine regenerativo ideal**



Fonte: Imagem do autor (2023)

## CAPÍTULO III

### LAYOUT DA PLANTA INDUSTRIAL

Agora que foi traçado um caminho teórico sobre o problema abordado no trabalho, é possível iniciar o estudo propriamente dito do caso concreto. Para isso, conhecer cada um dos componentes é de suma importância.

#### 3.1 Descrição dos equipamentos

**Caldeira** – A caldeira utilizada na planta da usina é uma HPB VS-5200/1, do tipo aquatubular com 01 tubulão de vapor, com paredes de água de tubos haletados, e com grelha rotativa para alimentação de biomassa.

Nesse tipo de caldeira o alimentador deposita a biomassa na esteira que fica na parte inferior da caldeira, o ar primário pré aquecido entra por baixo da esteira, o ar secundário entra diretamente na fornalha onde ocorre a queima.

Os gases aquecidos circulam no interior da câmara de combustão ascendentemente e na saída trocam temperatura com os tubos geradores, nos quais circula a água que faz a troca térmica convertendo-se em vapor que sobe para o tubulão.

A caldeira possui 1390 tubos geradores, conectados por mandrilhamento ao tubulão de vapor. Na parte superior da caldeira, na região de transição entre convecção e radiação, encontra-se dois superaquecedores de vapor, cuja função é superaquecer o vapor saturado, tornando-o vapor superaquecido. Existe também um dessuperaquecedor entre o superaquecedor

primário e o secundário para controle da temperatura da caldeira, que é composto por um coletor de vapor e um conjunto de bicos injetores de água.

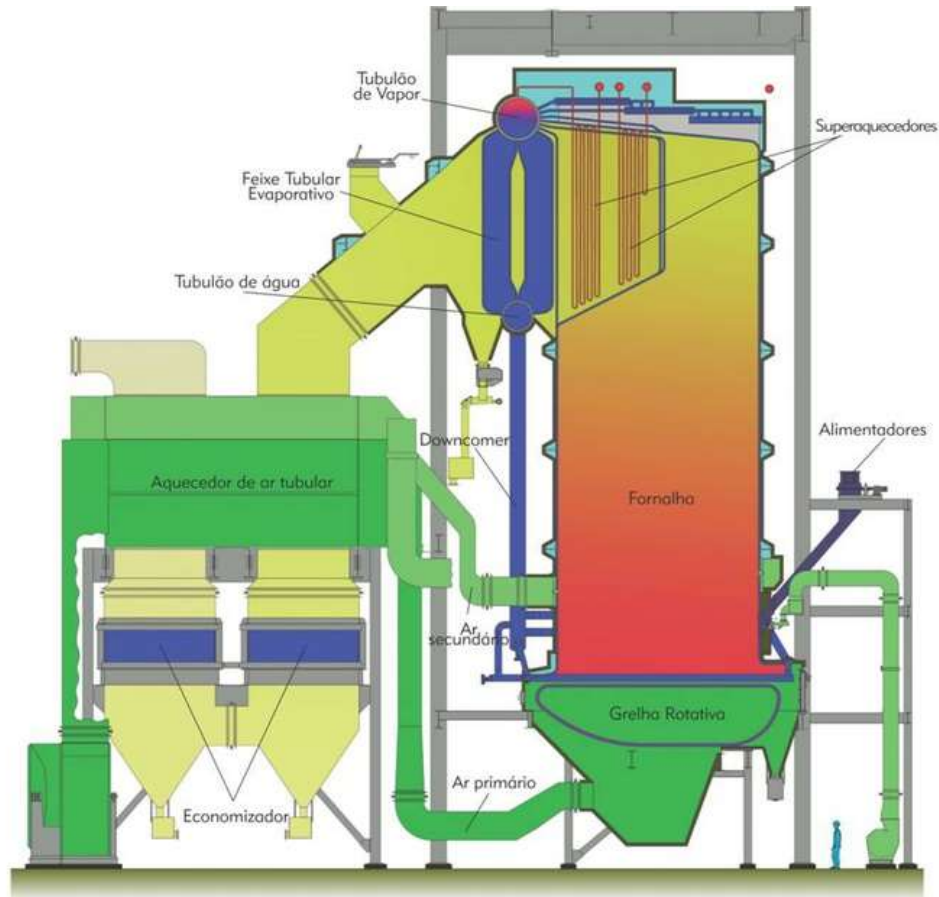
Os gases da combustão saem por uma tubulação sinuosa e ainda possuem alta temperatura, então no seu caminho são colocados outros dispositivos auxiliares para aumentar a eficiência da caldeira.

Nesta caldeira foram instalados três economizadores na tubulação de exaustão, cuja função é pré-aquecer a água de alimentação e evitar o choque térmico dela ao entrar no tubulão de vapor.

Outros dispositivos instalados no tubo de exaustão são os aquecedores de ar que será ventilado para dentro da fornalha.

Existe ainda um tanque de descarga contínua na caldeira, cuja função não está relacionada diretamente à produção de vapor, mas é de grande importância, pois elimina a concentração de sólidos indesejáveis na água através de uma purga contínua, reduzindo a necessidade de tratamento da água e os custos de produção.

**Figura 3.1 - Caldeira HPB VS5200/1**



Fonte: HPB (<https://www.hpb.com.br/produtos/grelha-rotativa>, acessado em janeiro de 2023)

**Turbina** - As turbinas implementadas no sistema de cogeração são do tipo multiestágios de reação - condensação, modelo CTE 50. Sua função é transformar a energia térmica armazenada no vapor em energia cinética de rotação através da expansão do vapor. Os eixos das turbinas são ligados a um mecanismo redutor, parte do trabalho gerado é destinado ao acionamento de moendas e bombas e outra parte para o eixo do gerador de energia. Uma das turbinas é de alta pressão, e possui um ponto de extração à pressão intermediária e a outra é de alta pressão com saída intermediária e seus dados estão na Tabela 3.1:

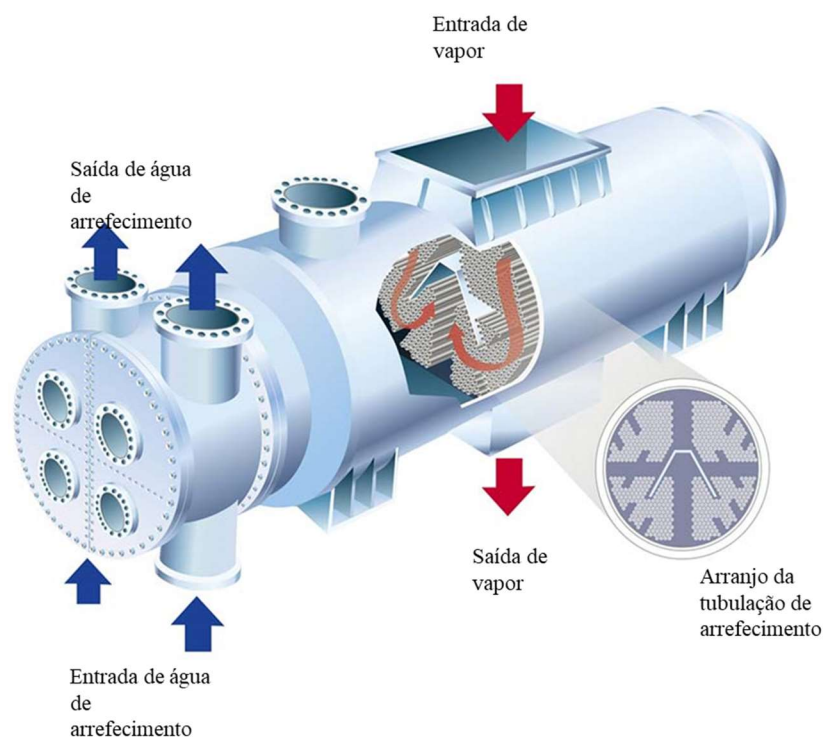
**Tabela 3.1** - Condições de operação das turbinas

<b>Condições de operação das turbinas</b>			
	<b>Turbina 1</b>	<b>Turbina 2</b>	
Vazão do vapor na entrada	63000	137000	kg/h
Pressão de vapor na entrada	6500	6500	kPa
Temperatura do vapor na entrada	490	490	°C
Vazão do vapor na extração	-	57000	kg/h
Pressão do vapor na extração	-	245	kPa
Vazão do vapor na saída	94000	80000	kg/h
Pressão do vapor na saída	250	10	kPa
Rotação da turbina	6000	5440	rpm
Rotação do gerador	1800	1800	rpm
Potência nos bornes do gerador	35500	37200	kW

**Fonte:** Elaboração própria (2023) com dados disponibilizados pela usina

**Condensador** – O condensador implementado é um trocador de calor refrigerado a água do tipo de feixe tubular em “U”, cuja função é retirar o calor do fluido de trabalho que sai da turbina retornando-o ao estado de líquido saturado. Isto é feito com a passagem do fluido já bifásico pelo casco com defletores onde se encontram os tubos de circulação de água, a troca térmica ocorre, então, de forma indireta e a água de arrefecimento do condensador retorna para a torre de resfriamento.

**Figura 3.2 - Condensador**



**Fonte:** Adaptado de: **Watco-group** (<https://www.watco-group.co/surface-condenser-in-thermal-power-plant>, acessado em janeiro de 2023)

**Regenerador (AAA)** – Este equipamento é um trocador de calor aberto, ele opera na pressão intermediária e sua função é misturar o vapor extraído da turbina de alta pressão com o fluido de trabalho oriundo da bomba pós-condensador, com isto, há um aumento da temperatura do líquido saturado, tornando a vaporização mais eficaz e, conseqüentemente, melhora o desempenho da caldeira.

**Unidade de processamento industrial** – Essa unidade coleta o vapor à pressão intermediária para que ele possa ser utilizado nos processos térmicos da usina. O vapor coletado pode vir da extração da Turbina 1, ou da saída da Turbina 2, ou ainda em casos de alta demanda, diretamente da válvula redutora de pressão. O controle é feito de forma a atender as necessidades a cada momento da planta industrial.



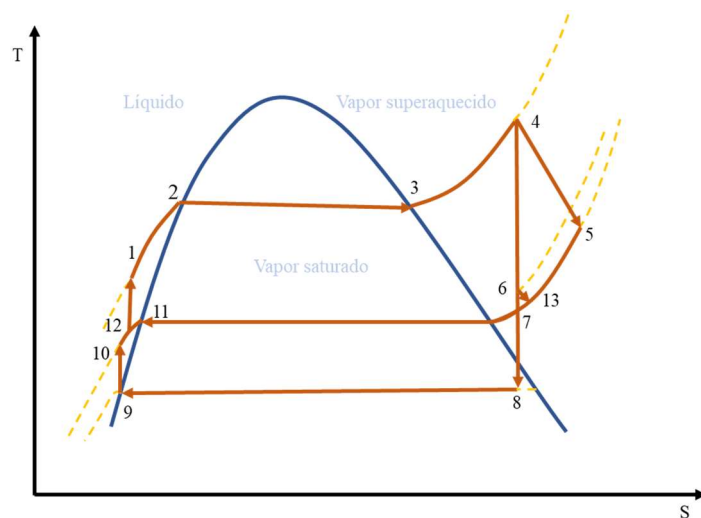
**Bombas** – No sistema são instaladas duas bombas centrífugas, uma após o condensador, que irá bombear o condensado para o regenerador, elevando à pressão intermediária e uma segunda bomba, que irá elevar a água já aquecida do regenerador para a pressão alta da caldeira, onde reiniciará o ciclo de geração de vapor.

### 3.2 Disposição dos equipamentos

Como já visto até aqui, o ciclo cogeração possui suas etapas bem definidas e a sequência de instalação física dos equipamentos deve ser tal que permita a realização do ciclo de Rankine regenerativo. Para isto deve-se considerar, idealmente, que toda troca de calor dos equipamentos com o ambiente está representada no condensador, não há perda de carga significativa na tubulação, que as bombas e as turbinas são isentrópicas e que o regime está permanente na configuração de maior produção de energia mecânica.

Na Figura 3.3 está representado o diagrama do ciclo de cogeração da usina, em que as linhas em alaranjado representam o caminho do fluido no ciclo em relação à temperatura e entropia e sob o domo de vapor em azul, que mostra a influência da pressão nas trocas de fase.

**Figura 3.3** - Diagrama TxS da usina



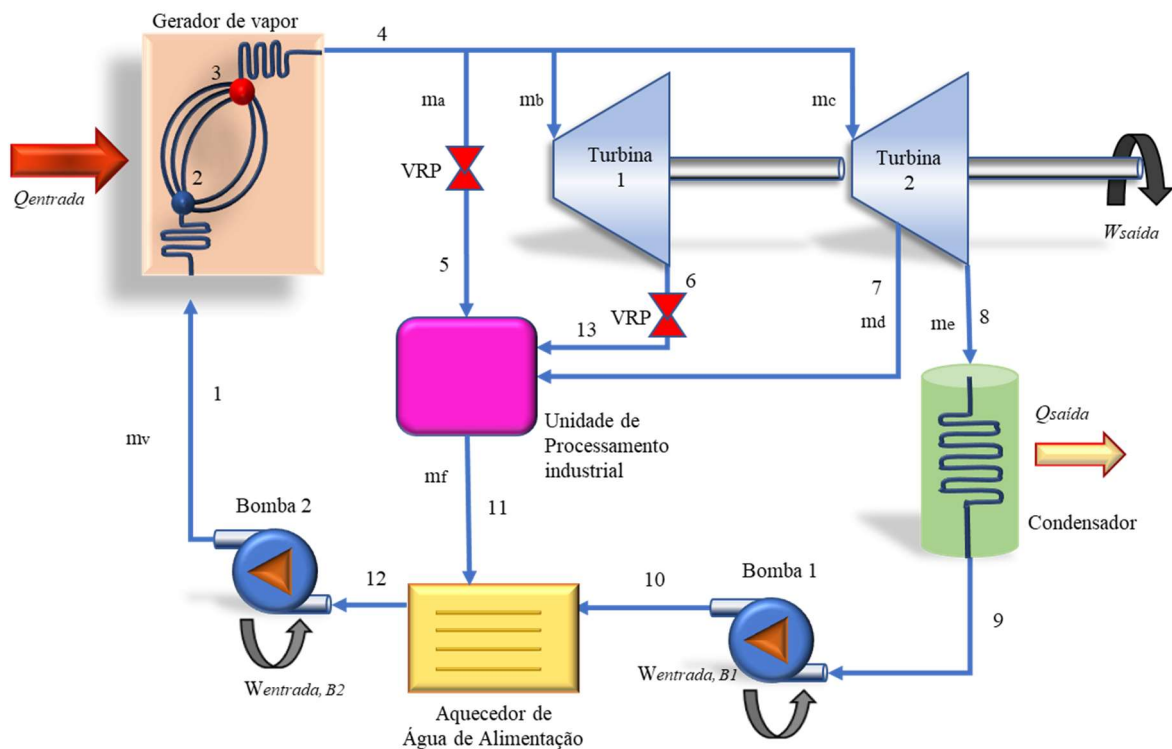
Fonte: Imagem do autor (2023)

Uma planta robusta e bem planejada é o mais compacta possível dentro de suas especificações, isto porque se um projeto for mal dimensionado, ele terá maior custo com materiais, menor rendimento devido à perdas de carga e trocas térmicas indesejadas e maior dificuldade de manutenção.

### 3.3 Sistema esquematizado

Uma forma mais interessante de compreender a planta de cogeração é através da apresentação esquematizada de seus componentes, inclusive ele pode ser utilizado como base para a construção real e já antecipar possíveis alterações, pois apresenta maior simplicidade de compreensão dos processos. O esquema da Figura 3.4 representa os componentes da usina analisada.

**Figura 3.4 - Esquema representativo da usina**

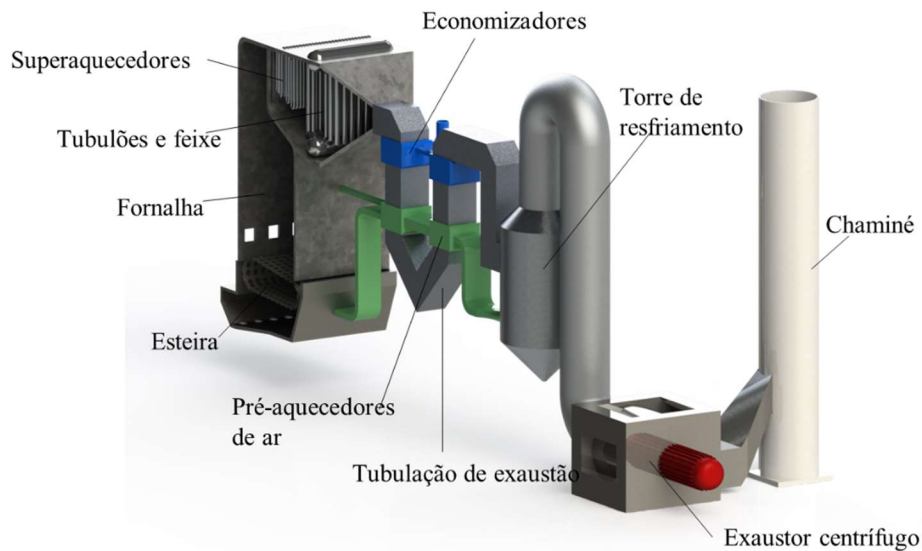


**Fonte:** Imagem do autor (2023)

### 3.4 Desenho 3D

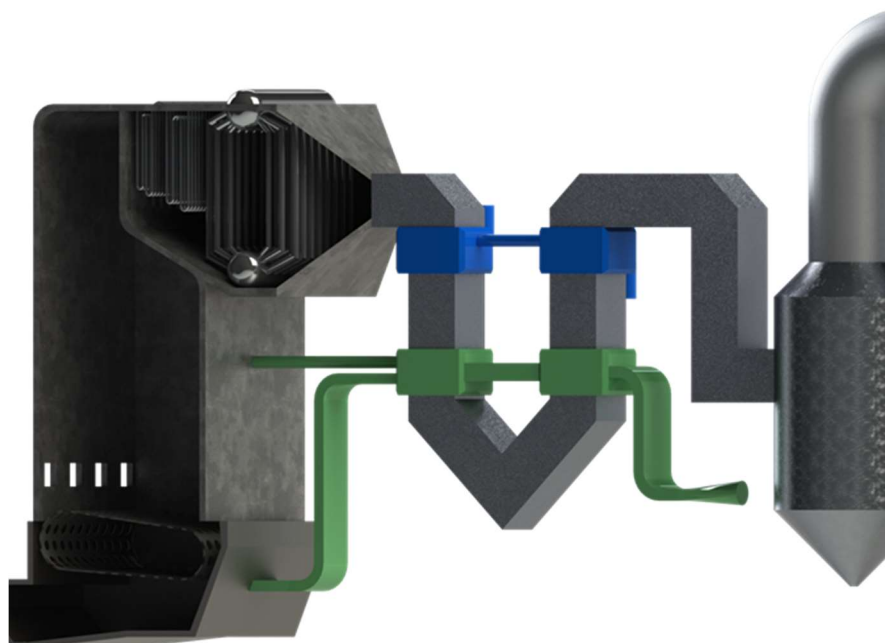
Compreendido o esquema e disposição dos componentes dentro do ciclo, torna-se fundamental uma representação mais realista do projeto. Isso pode ser feito com a utilização de um *software* de CAD, no caso deste trabalho, foi utilizado o *Solid Works*. A representação tridimensional do modelo permite a visualização espacial do projeto proposto, antecipando possíveis problemas, permitindo melhorias antes mesmo de se iniciar a construção do projeto. Atualmente a planta já existe e está em funcionamento, mas devido a restrições de privacidade comercial, não é permitido a divulgação de fotos, sendo assim aqui está proposto um modelo representativo aproximado da realidade que se encontrará na usina.

**Figura 3.5** - Representação tridimensional da caldeira



**Fonte:** Imagem do autor (2023)

**Figura 3.6** - Detalhe da caldeira e tubulação de saída de gases



**Fonte:** Imagem do autor (2023)

## CAPÍTULO IV

### CÁLCULOS

Nos capítulos anteriores foram apresentados os conceitos teóricos acerca da termodinâmica e dos equipamentos envolvidos no processo de cogeração de uma usina de cana-de-açúcar. Esses conceitos estão aplicados neste capítulo com dados obtidos na safra de 2021 na usina de Alto Taquari – MT relacionados na tabela 4.1:

**Tabela 4.1 - Dados da safra 2021**

Dados da Safra										
Mês da Safra	Mês	Moagem de Cana (t)	Bagaço				Rendimento da caldeira (kgV/kgB)	Eficiência de Conversão (kgV/kWh)	Energia	
			Fibra contida na cana (%)	Umidade (%)	Peso (t)	Pol (%)			Gerada média kWh	Comprada kWh
1	Abril	151.779,85	13%	52,28%	40.821,12	1,77	1,85	5,77	16.830,19	300
2	Maio	399.479,03	12%	52,35%	102.810,68	1,67	2,12	5,95	34.729,32	200
3	Junho	409.547,09	12%	52,65%	105.660,29	1,49	2,12	5,95	34.976,27	50
4	Julho	419.893,93	12%	52,78%	110.793,10	1,81	2,12	5,96	35.810,33	50
5	Agosto	432.467,04	13%	53,01%	120.085,79	1,60	2,12	5,97	38.977,50	50
6	Setembro	353.315,52	13%	53,03%	98.739,01	1,50	2,12	5,94	34.364,45	50
7	Outubro	261.992,62	14%	53,06%	76.463,67	1,57	2,12	5,88	29.472,26	250
8	Novembro	61.222,49	15%	53,09%	19.323,22	1,61	1,90	5,78	7.728,59	400
<b>Total</b>		<b>2.489.697,56</b>	<b>1,04</b>		<b>674.696,87</b>	<b>13,02</b>	<b>16,47</b>	<b>47,20</b>	<b>232.888,90</b>	<b>1350,00</b>
<b>Média</b>		<b>379.449,20</b>	<b>0,13</b>	<b>52,81%</b>	<b>102.425,42</b>	<b>1,61</b>	<b>2,12</b>	<b>5,94</b>	<b>34.721,69</b>	<b>108,33</b>

**Fonte:** Elaboração própria (2023) com dados disponibilizados pela usina

Os dados da Tabela 4.1 foram fornecidos pela usina e representam os valores mensurados em controle da safra de cana de açúcar que ocorreu no ano de 2021, entre os meses de abril a novembro.

As fórmulas matemáticas são apresentadas à medida em que forem necessárias para compreensão do processo, entretanto é importante salientar que os cálculos foram todos realizados com o uso do *software Engineering Equation Solver* e estão no ANEXO I – MEMORIAL DE CÁLCULO, então faz-se necessária uma breve explicação sobre o programa.

#### 4.1 Engineering Equation Solver (EES)

O *software EES* é um programa de computador solucionador de equações algébricas e diferenciais não-lineares acopladas, podendo ser utilizado para resolver sistemas lineares, equações diferenciais e integrais por método numérico. Ele é capaz de gerar diagramas e gráficos e ainda conta com um banco de dados de propriedades de transporte e termodinâmico de alta precisão para centenas de substâncias (F-CHART SOFTWARE, 2019).

O funcionamento do *software* é através de linhas de equações, sem a necessidade de declaração de variáveis. Para a sequência de cálculos desenvolvida para esse trabalho, foi necessário criar um sistema com o mesmo número de variáveis e equações.

## 4.2 Equações apresentadas

É de grande interesse iniciar o estudo da planta de cogeração de energia pelo ciclo de Rankine Regenerativo utilizado, uma vez que já existem valores de referência coletados com a operação da caldeira na safra. Isto é feito inicialmente e com base nos valores médios presentes na última linha da Tabela 4.1. Isto já excluindo o primeiro e o último mês da safra, pois, devido a quantidade de dias de operação, são *outliers*, ou seja, não representam uma tendência dentro da operação normal da caldeira.

O primeiro dado importante é a vazão de vapor, pois através do fluxo de massa será possível obter outros valores (SENGER, 2015), esse dado está disponível na Tabela 3.1 que traz os valores de operação das turbinas em condições médias de maior proveito em energia térmica. O valor total de produção de vapor é 200000 kg/h (55,56kg/s).

Embasado no esquema da usina e em seu respectivo diagrama de temperatura – entropia, e conhecendo duas condições termodinâmicas como a pressão e alguma outra que permita acessar o banco de dados do EES, é possível extrair todas as outras informações do fluido de trabalho em cada ponto do ciclo termodinâmico. Para isto, a Tabela 4.2 foi elaborada:

**Tabela 4.2** - Dados conhecidos do ciclo da usina

Condições conhecidas do ciclo da usina		
Pressão alta do ciclo (PA)	6500	kPa
Pressão intermediária do ciclo (PM)	245	kPa
Pressão baixa do ciclo (PB)	10	kPa
Vazão de vapor na caldeira (Mv)	55,56	kg/s
Vazão de vapor na entrada da turbina 1 (mb)	17,5	kg/s
Vazão de vapor na entrada da turbina 2 (mc)	38,06	kg/s
Vazão do vapor na extração (md)	15,83	kg/s
Vazão do vapor na saída da turbina 2 (me)	22,22	kg/s
Vazão do vapor após a UPI (mf)	33,33	kg/s
Temperatura do vapor gerado (TVG)	763,2	K

**Fonte:** Elaboração própria (2023) com dados disponibilizados pela usina

O banco de dados do programa EES retorna o valor buscado de uma função com base em duas propriedades termodinâmicas independentes entre si, para isto, basta colocar a função e o fluido trabalhado seguido das propriedades conhecidas. As funções utilizadas no programa EES estão representadas nas equações (7), (8), (9) e (10) e retornaram os seguintes dados:

$$T[i] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS;})) \quad (7)$$

$$h[i] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS;}) \quad (8)$$

$$x[i] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS;}) \quad (9)$$

$$s[i] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS;}) \quad (10)$$

Onde [i] indica o ponto que está sendo analisado.

**Tabela 4.3** - Valores termodinâmicos do ciclo da usina

	<b>T (K)</b>	<b>s (kJ/kg.K)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>Título (x)</b>	<b>h (kJ/kg)</b>
1	368,1	1,245	6500	Líquido	402,8
2	554	3,076	6500	0 – Líquido saturado	1241
3	554	5,852	6500	1 – Vapor saturado	2779
4	763,2	7,535	6500	Vapor superaquecido	4042
5	1023	9,042	245	Vapor superaquecido	4042
6	505,5	7,535	250	Vapor superaquecido	2934
7	503,1	7,535	245	Vapor superaquecido	2929
8	319	7,535	10	0,9182	2388
9	319	0,6492	10	0 – Líquido saturado	191,8
10	319	0,6492	245	Líquido	192
11	399,9	1,6	245	0 – Líquido saturado	532,5
12	367,7	1,245	245	Líquido	396,3
13	505,5	7,545	245	Vapor superaquecido	2934

**Fonte:** Elaboração própria (2023)

A partir destes dados é calculada a eficiência do ciclo de Carnot (Equação 11), para critérios de comparação, em seguida, utilizando a primeira lei da termodinâmica, calcula-se a quantidade de calor fornecida pelo gerador de vapor (Equação 12), o trabalho da Turbina 1 (Equação 13) e da Turbina 2 (Equação 14), o calor trocado pelo condensador (Equação 15) e os trabalhos realizados pelas Bombas 1 (Equação 16) e 2 (Equação 17):

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T[9]}{T[4]} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{GV} + \dot{m}v.h[1] = \dot{m}v.h[4] \quad (12)$$

$$\dot{m}b.h[4] = \dot{W}_{T1} + \dot{m}b.h[6] \quad (13)$$

$$\dot{m}c.h[4] = \dot{W}_{T2} + \dot{m}d.h[7] + \dot{m}e.h[8] \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{CD} + \dot{m}e.h[8] = \dot{m}e.h[9] \quad (15)$$

$$\dot{m}e.h[9] = \dot{W}_{B1} + \dot{m}e.h[10] \quad (16)$$

$$\dot{m}v.h[12] = \dot{W}_{B2} + \dot{m}v.h[1] \quad (17)$$

E por fim, com todos esses resultados é possível calcular a eficiência do ciclo de Rankine que é dada por:



$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} - |\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2}|}{\dot{Q}_{GV}} \quad (18)$$

Esses resultados estão analisados no próximo capítulo, no qual é possível estabelecer outros valores de comparação nos cenários propostos.

Além do cálculo do ciclo termodinâmico da usina, é necessário voltar a atenção para o balanço energético que ocorre na reação de combustão do bagaço de cana-de-açúcar na caldeira.

$$m_{vapor} \left[ \frac{kg}{h} \right] = \frac{Pb_{total}[kg] \cdot \epsilon_{caldeira}}{Tempo \ de \ operação[h]} \quad (19)$$

Onde:

$m_{vapor} \left[ \frac{kg}{h} \right]$  = fluxo de massa de vapor

$Pb_{total}[kg]$  = peso total de bagaço

$\epsilon_{caldeira}$  = Eficiência de conversão da caldeira

O resultado obtido com uma média de 102.425,42 toneladas de bagaço “in natura” utilizado em um média de 30 dias efetivos<sup>2</sup> de produção com eficiência média da caldeira de 2,12 foi uma vazão total de 199802 kg de vapor por hora.

Além deste valor é realizada a estequiometria de combustão completa do bagaço, esse valor é importante para obter a razão de ar por combustível, e normalmente otimizar o processo de queima, evitando sobras de combustível não consumido na reação e maior calor fornecido. A reação de combustão estequiométrica do bagaço de cana aqui proposta não inclui 7,14% de

---

<sup>2</sup> Dado fornecido pela usina

extrativos não oxidáveis e 4,6% de cinzas inertes na reação. Sendo assim, a quantidade de combustível encontrada na fibra do bagaço é:

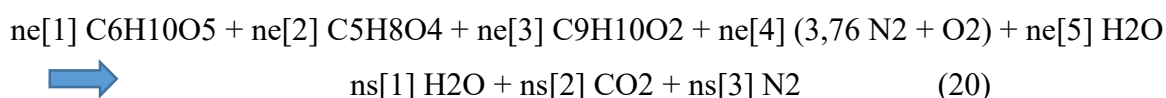
45,87% - Celulose (C<sub>6</sub>H<sub>10</sub>O<sub>5</sub>)

26,78% - Hemicelulose (C<sub>5</sub>H<sub>8</sub>O<sub>4</sub>)

15,61% - Lignina (C<sub>9</sub>H<sub>10</sub>O<sub>2</sub>)

Calculando o peso em 1 kg do bagaço com a umidade da safra a 52,78%, encontra-se em massa: 216,6 g de celulose, 126 g de hemicelulose, 73,71 g de Lignina e 527,8 g de água.

Com esses valores em massa e calculando a massa molar de cada uma dessas moléculas, pode-se realizar o balanço estequiométrico da reação com a Equação 20 (BIZZO,2003):



Onde ne[i] é a quantidade de mols em cada um dos elementos.

Então com o valores de mol em cada quilo de reação é possível calcular o balanço energético, que se dá por:

$$\Delta H = H_p - H_r \quad (21)$$

Onde  $\Delta H$  é a variação de entalpia,  $H_p$  é a entalpia dos produtos da reação e  $H_r$  é a entalpia dos reagentes. E a partir deste balanço energético é possível saber o poder calorífico do bagaço, que é o mesmo valor da variação da entropia com o sinal invertido. Contudo, outro método proposto para encontrar o valor do poder calorífico inferior (PCI) do bagaço de cana-de-açúcar foi proposto por Hugot (1977) ao considerar o poder calorífico do bagaço de cana-de-açúcar desidratado como 4600 kcal/kg sem cometer um erro maior que 2%, assim estabeleceu a seguinte relação para o poder calorífico úmido:

$$PCI = 4,184 \cdot (4250 - 12 \cdot Pol - 48,5 \cdot U_{\text{bagaço}}) \quad (22)$$

Onde Pol é a porcentagem em massa de sacarose aparente contida em uma solução açucarada que consta na Tabela 4.1 e  $U_{\text{bagaço}}$  é a umidade da biomassa. Logo, uma vez encontrado o valor do PCI, calcula-se a quantidade de calor da queima através da fórmula:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{\text{bagaço}} \cdot PCI \quad (23)$$

Em seguida a eficiência da combustão é calculada utilizando o valor do calor obtido para geração de vapor e o calor total acima obtido, uma vez que eles serão diferentes, pois parte dele é perdido por irradiação, por calor sensível nas cinzas, na fuligem, nos gases lançados na atmosfera, entre outras.

$$\epsilon_{\text{combustão}} = \frac{\dot{Q}_{GV}}{\dot{Q}_{total}} \quad (25)$$

Quanto ao calor dissipado pelo condensador, apesar da troca com a fonte fria ser suficiente para que o ciclo se complete, na pressão de sucção do condensador a temperatura de entrada do vapor é muito baixa (46°C), gerando pouca troca térmica com um possível radiador e tornando pouco eficiente a secagem.

Contudo Silva e Lima (2020) realizaram um trabalho de pesquisa na secagem de bagaço de cana-de-açúcar utilizando os gases de exaustão em condições bem semelhantes às dessa planta industrial, e considerando a saída dos gases entre 160°C e 185 °C, é possível realizar a secagem completa do bagaço com uma vazão de ar quente de 0,1368 m<sup>3</sup>/min a 120°C em exposição por pouco mais de 3 minutos.

Sendo assim, seria completamente possível obter qualquer valor de umidade desejado apenas controlando o tempo de exposição, respeitadas as condições de contorno da pesquisa.

## CAPÍTULO V

### ANÁLISE DE CENÁRIOS

O presente trabalho apresenta a análise da planta industrial em funcionamento ideal, bem diferente do funcionamento no dia a dia da usina, entretanto serve de parâmetro para que possíveis melhorias sejam implementadas. Para tanto, parte dos resultados foram embasados em pesquisas de outros estudos já realizados como Senger (2015) e Silva e Lima (2020) por exemplo, e que mesmo com casos reais diferentes do aqui estudado, possibilitam uma extrapolação sem que ocorram discrepâncias com a realidade.

Agora que foram apresentadas as fórmulas e os passos que serão utilizados na estratégia de buscar um melhor aproveitamento da planta da usina, segue a análise dos cenários propostos neste trabalho.

Utilizou-se, então, o bagaço “*in natura*” com 52,78% de umidade, um cenário de teste com 47% de umidade, que se trata da umidade recomendada pelo fabricante da usina, e um parâmetro irreal de bagaço desidratado com 0% de umidade, o que não é recomendado, pois aumenta a produção de cinzas, fuligem, incrustações e escórias de forma severa, podendo vir a colapsar o sistema com os resíduos gerados.

#### 5.1 Bagaço úmido

No estudo com a planta de cogeração tendo o bagaço úmido a 52,78% apresentou como resultados a eficiência do ciclo de Carnot e de Rankine com valores de 0,5821 e 0,363,

respectivamente, e como esperado a eficiência de Rankine menor que a de Carnot. Com um fluxo de massa de bagaço de 39,51 kg/s gerando um fluxo de vapor de 55,56 kg/s e calor útil do gerador de vapor em 202180 kJ/s, obteve-se a eficiência da combustão calculada em 73,12% com seu calor total de queima em 276498 kJ/s, onde o PCI do bagaço nessas condições é de 6998 kJ/kg.

O trabalho de saída das turbinas 1 e 2 foram de 19392 kJ/s e 54371 kJ/s, respectivamente, já o trabalho de entrada das bombas 1 e 2 foram de -5,275 kJ/s e -360,6 kJ/s, resultando em um trabalho líquido de 73362 kJ/s. Valores seguem a tendência esperada dentro da planta da usina.

Uma sugestão de melhoria para essa configuração de umidade de bagaço é a redução em 30% da vazão de vapor que passa pela Turbina 1. Isto respeitando a quantidade de vapor utilizada nos processos industriais normais, uma vez que em momentos de menor demanda, parte da energia desse vapor se perde na UPI.

Fazendo esta alteração, os valores obtidos foram uma eficiência do ciclo de Rankine de 0,3739 e um trabalho líquido de saída de 76627 kJ/s, um incremento de 3265 kJ/s; entretanto esse valor não é sustentável durante todo o período de safra, uma vez que a Turbina 2 sofrerá maior desgaste em relação a Turbina 1, já que estará mais sobrecarregada, além disto a demanda por vapor para processos tem variações significantes ao logo da safra.

## **5.2 Bagaço seco**

Analisando o cenário com o bagaço seco, obteve-se que, mantendo a mesma eficiência de queima, é possível produzir 66,72 kg/s de vazão de vapor na caldeira com a mesma quantidade de bagaço, um aumento de 20%. Neste cenário o PCI do bagaço tem o valor 17720 kJ/kg, e a massa do bagaço foi reduzida para 48578 toneladas, mas seu fluxo para a caldeira também reduziu para o valor de 18,74 kg/s. Não fossem os fatos impeditivos mencionados

acima, esse valor iria possibilitar a saída de trabalho líquido de 92226 kJ/kg, um aumento de 25,7% e eficiência do ciclo de Rankine 0,3745, ou seja, 3,5% em relação ao bagaço “*in natura*”.

O calor total gerado pela mesma quantidade de cana moída foi de 332069 kJ/s e considerando a mesma eficiência de queima na caldeira, o calor no gerador de vapor foi de 245093 kJ/s.

### **5.3 Umidade recomendada pelo fabricante da caldeira**

Pensando em valores de projeto e melhor eficiência dentro do que as normas do fabricante estabelecem, foi calculada a eficiência da secagem do bagaço para 47% de umidade, apresentando PCI no valor de 8172 kJ/kg, nessas condições a caldeira opera com o melhor desempenho sem sacrificar outros fatores e colocar em risco de uma parada emergencial. Com isto, os valores obtidos podem ser observados em seguida.

A vazão de vapor nas condições do bagaço em 47% de umidade foi de 58,06 kg/s, o que gerou um trabalho líquido de 77904 kJ/s, uma melhora de 6,19%, valor muito próximo aos 8% encontrado no trabalho de análise de eficiência do bagaço em relação a umidade de Silva e Lima (2020). Além disto, o calor gerado com o fluxo de massa de bagaço de 35,36 kg/s produziu um fluxo de vapor de 58,06 kg/s, o que aumentou a eficiência do ciclo de Rankine para 0,366.

#### 5.4 Resultados compilados na Tabela 5.1:

**Tabela 5.1 - Resultados dos cálculos**

<b>Resultados obtidos</b>						
	<b>Bagaço</b>					
	Umidade: 52,78%		Umidade 0%		Umidade 47%	
PCi	6998	kJ/kg	17720	kJ/kg	8172	kJ/kg
Eficiência de Carnot	0,5821	-	0,5821	-	0,5821	-
Eficiência de Rankine	0,363	-	0,3745	-	0,366	-
Eficiência da combustão	0,7312	-	0,7312	-	0,7312	-
Vazão de biomassa	39,51	kg/s	18,74	kg/s	35,36	kg/s
Vazão de vapor	55,56	kg/s	66,72	kg/s	58,06	kg/s
Calor total	276498	kJ/s	332069	kJ/s	288973	kJ/s
Trabalho líquido de saída	76627	kJ/s	92226	kJ/s	77904	kJ/s
Massa total de biomassa	102.425,42	t	48.365,28	t	91255,25	t

## **CAPÍTULO VI**

### **CONCLUSÃO**

A planta de cogeração de energia da usina possui um projeto adequado às suas demandas. Sua análise permitiu elucidar em quais parâmetros de eficiência termodinâmica trabalha, quais os valores obtidos na geração de energia elétrica e aproveitamento do que antes era tido como material de descarte, mostrando um novo aspecto que vai além dos lucros e atinge pontos de sustentabilidade e desenvolvimento tecnológico.

O objetivo de mensurar a capacidade de otimização da planta foi alcançado, mostrando que quanto menor o índice de umidade do bagaço, melhor a eficiência e maior a capacidade de geração de trabalho líquido e, conseqüentemente, energia.

Entretanto a utilização do calor dispensado pelo condensador se mostrou inviável, uma vez que a temperatura de entrada de vapor não promove uma diferença de temperatura adequada para realizar uma troca eficiente com a massa de ar sugerida para a secagem do bagaço, problema este contornado com a adoção de troca utilização dos gases de exaustão da caldeira.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEN. **Balanco Energético Nacional 2022**. Publicações, 8 de jun. de 2020. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2022>>. Acesso em 15 de jan. de 2023.

BIZZO, Waldir A. **Geração, distribuição e utilização de vapor**. Unicamp. cap, v. 2, p. 18-40, 2003.

CARDOSO, E. G.; PRESTES, C.; SOUZA, R. C. **Orientações para a elaboração do TCC**. UNITINS: Palmas, 2010.

ÇENGEL, Y. A; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª edição. São Paulo: AMGH Editora, 2013.

COPERSUCAR. Setor sucroalcooleiro investe na redução de Gases de Efeito Estufa. **Notícias**, 26 de ago. de 2021. Disponível em: <<https://www.copersucar.com.br/noticias/setor-sucroalcooleiro-investe-na-reducao-de-gases-de-efeito-estufa/>>. Acesso em 22 de jan. de 2023.

F-CHART SOFTWARE. Overview. **ESS**, 19 de jul. de 2019. Disponível em: <<https://fchartsoftware.com/ees/>>. Acesso em: 18 de jan. de 2023.

FOGGIATTO, J. A.; VOLPATO, N.; BONTORIN, A. C. B. **Recomendações para modelagem em sistemas CAD-3D**. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO, 4., 2007. Anais... Estância de São Pedro: COBEF, 2007.

GOVERNO FEDERAL. CNPE passa a ter competência para fixar teor de etanol anidro na gasolina. **Ministério de Minas e Energia**, 14 de jan. de 2022. Disponível em: <<https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/noticias/cnpe-passa-a-ter-competencia-para-fixar-teor-de-etanol-anidro-na-gasolina>>. Acesso em: 20 de jan. de 2023.

GOVERNO FEDERAL. Matriz Energética e Elétrica. **Empresa de Pesquisa Energética**, 08 de jun. de 2020. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em 17 de jan. de 2023.

HUGOT, E. Manual da engenharia açucareira. Trad. Hélio Morganti, São Paulo, Mestre Jou, 1977.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. World energy outlook 2022. **IEA**, outubro de 2022. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022>>. Acesso em 15 de jan. de 2023.

INSTITUTO NACIONAL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA. Bioenergia: Cana-de-Açúcar **INEE**, 13 de jul. de 2013. Disponível em: <[www.inee.org.br/biomassa\\_cana.asp?Cat=biomassa](http://www.inee.org.br/biomassa_cana.asp?Cat=biomassa)>. Acesso em: 18 de jan. de 2023.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, Daisie D. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Grupo Gen-LTC, 2000.

PRAÇA, F. S. G. 08, nº 1, p. 72-87, JAN-JUL, 2015. Revista Eletrônica “Diálogos Acadêmicos” (ISSN: 0486-6266)

RENDEIRO, G et al. **Combustão e Gasificação de Biomassa Sólida**. 1ª edição. Brasília: MME, 2008.

ROSA, R. C. **Apostila prevenção e combate a incêndio e primeiros socorros**. 2ª edição. Porto Alegre: IFRS, 2018

SENGER, R. **Análise do rendimento de uma caldeira alimentada com lenha em toras**. Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne. 62 folhas. TCC (Graduação). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2015.

SILVA, A. C. M. S. **Estudo da influência da umidade do bagaço da cana de açúcar na produção de energia em plantas de cogeração**. Prof. Dr. Francisco Espedito de Lima. 59 folhas. TCC (Graduação) – Engenharia Mecânica, Recife, 2018.

SILVA, R. N.; LIMA, F. E. **Revista GEAMA, Scientific Journal of Environmental Sciences and Biotechnology**, 6 (2): 25-33, Agosto de 2020, Online version ISSN: 2447-0740.

SOSA-ARNAO, J. H.; Oliveira, F.M; Corrêa, J. L.G.; Silva, M.A.; Nebra, A.S. **Sugar cane bagasse drying—a review**. In: Proceedings of the 14th International Drying Symposium, São Paulo, Brazil, 2004.

TEIXEIRA, N. B. et al. **A Economia em Revista**, v. 27, n. 1, p. 66-78, jan./abr. 2019

## ANEXO I - MEMORIAL DE CÁLCULO

### "Ciclo de Geração da Usina"

$$P\_A = 6500 \text{ [kPa]}$$

$$P\_M = 245 \text{ [kPa]}$$

$$P\_B = 10 \text{ [kPa]}$$

$$T\_VG = \text{ConvertTEMP}(C;K;490)$$

### {Fluxo de massa de vapor médio da safra}

$$MV\_hora = 200000 \text{ [kg/h]}$$

$$mv\_dot = MV\_hora/3600$$

$$mb\_dot = 63000/3600$$

$$mc\_dot = 137000/3600$$

$$md\_dot = 57000/3600$$

$$me\_dot = 80000/3600$$

### {Ponto 1}

$$P[1] = P\_A$$

$$s[1] = s[12]$$

$$T[1] = \text{ConvertTEMP}(C;K;\text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[1];s=s[1]))$$

$$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[1];s=s[1])$$

$$x[1] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[1];s=s[1])$$

### {Ponto 2}

$$P[2] = P\_A$$

$$x[2] = 0$$

$$T[2] = \text{ConvertTEMP}(C;K;\text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[2];x=x[2]))$$

$$h[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[2];x=x[2])$$

$$s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[2];x=x[2])$$

### {Ponto 3}

$$P[3] = P\_A$$

$$x[3] = 1$$

$$T[3] = \text{ConvertTEMP}(C;K;\text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[3];x=x[3]))$$

$$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[3];x=x[3])$$

$$s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[3];x=x[3])$$

### {Ponto 4}

$$P[4] = P\_A$$

$$T[4] = T\_VG$$

$$h[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[4];T=\text{ConvertTEMP}(C;K;T[4]-273,15))$$

$$x[4] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[4];T=\text{ConvertTEMP}(C;K;T[4]-273,15))$$

$$s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[4];T=\text{ConvertTEMP}(C;K;T[4]-273,15))$$

**{Ponto 5}**

$$P[5] = P\_M$$

$$h[5] = h[4]$$

$$T[5] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[5];h=h[5]))$$

$$s[5] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[5];h=h[5])$$

$$x[5] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[5];s=s[5])$$

**{Ponto 6}**

$$P[6] = 250 \text{ [kPa]}$$

$$s[6] = s[4]$$

$$T[6] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[6];s=s[6]))$$

$$h[6] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[6];s=s[6])$$

$$x[6] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[6];s=s[6])$$

**{Ponto 7}**

$$P[7] = P\_M$$

$$s[7] = s[4]$$

$$T[7] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[7];s=s[7]))$$

$$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[7];s=s[7])$$

$$x[7] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[7];s=s[7])$$

**{Ponto 8}**

$$P[8] = P\_B$$

$$s[8] = s[7]$$

$$T[8] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[8];s=s[8]))$$

$$h[8] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[8];s=s[8])$$

$$x[8] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[8];s=s[8])$$

**{Ponto 9}**

$$P[9] = P\_B$$

$$x[9] = 0$$

$$s[9] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[9];x=x[9])$$

$$T[9] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[9];s=s[9]))$$

$$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[9];s=s[9])$$

**{Ponto 10}**

$$P[10] = P\_M$$

$$s[10] = s[9]$$

$$T[10] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[10];s=s[10]))$$

$$h[10] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[10];s=s[10])$$

$$x[10] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[10];s=s[10])$$

**{Ponto 11}**

$$P[11] = P\_M$$

$$x[11] = 0$$

$$T[11] = \text{ConvertTEMP}(C;K; \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P[11];x=x[11]))$$

h[11] = Enthalpy(Steam\_IAPWS;P=P[11];x=x[11])  
 s[11] = Entropy(Steam\_IAPWS;P=P[11];x=x[11])

{Ponto 12}

P[12] = P\_M  
 mv\_dot\*h[12] = me\_dot\*h[10] + mf\_dot\*h[11]  
 mf\_dot = mv\_dot - me\_dot  
 T[12] = ConvertTEMP(C;K;Temperature(Steam\_IAPWS;P=P[12];s=s[12]))  
 s[12] = Entropy(Steam\_IAPWS;P=P[12];h=h[12])  
 x[12] = Quality(Steam\_IAPWS;P=P[12];s=s[12])

{Ponto 13}

P[13] = P\_M  
 h[13] = h[6]  
 T[13] = ConvertTEMP(C;K;Temperature(Steam\_IAPWS;P=P[13];h=h[13]))  
 s[13] = Entropy(Steam\_IAPWS;P=P[13];h=h[13])  
 x[13] = Quality(Steam\_IAPWS;P=P[13];s=s[13])

{Eficiência ciclo de Carnot}

Eff\_carnot = 1 - (T[9]) / (T[4])

{PRIMEIRA LEI DA TERMODINAMICA}

{Q+m\_e\*h\_e=W+m\_s\*h\_s}

{GV - GERADOR DE VAPOR}

Q\_GV + mv\_dot\*h[1] = mv\_dot\*h[4]

{T-TURBINA A}

mb\_dot\*h[4] = W\_TA + mb\_dot\*h[6]

{T-TURBINA B}

mc\_dot\*h[4] = W\_TB + md\_dot\*h[7] + me\_dot\*h[8]

W\_S = W\_TA + W\_TB

{QCD - CALOR TROCADO PELO CONDENSADOR}

Q\_CD + me\_dot\*h[8] = me\_dot\*h[9]

{W\_B1 - PARA RANKINE-BOMBA DÁGUA 1}

me\_dot\*h[9] = W\_B1 + me\_dot\*h[10]

{W\_B2 - PARA RANKINE-BOMBA DÁGUA 2}

mv\_dot\*h[12] = W\_B2 + mv\_dot\*h[1]

{Q\_UPI - PARA RANKINE-UNIDADE DE PROCESSAMENTO INDUSTRIAL}

mb\_dot\*h[13] + Q\_UPI + md\_dot\*h[7] = mf\_dot\*h[11]

Wciclo1 = W\_S - abs(W\_B1 + W\_B2)

Wciclo2 = Q\_GV - abs(Q\_CD + Q\_UPI)

{Eficiência ciclo Rankine}

$$\text{Eff\_rankine} = \text{Wciclo1} / \text{Q\_GV}$$

$$\text{Umidade} = 52,78$$

$$\text{PCI\_bagaço} = 4,1884 \cdot (4250 - 12 \cdot 1,61 - 48,5 \cdot \text{Umidade})$$

$$\text{PCI\_bagaçoseco} = 4,1884 \cdot (4250 - 12 \cdot 1,61)$$

$$\text{PCI\_bagaçoteste} = 4,1884 \cdot (4250 - 12 \cdot 1,61 - 48,5 \cdot 47)$$

$$\text{m\_bagaço} = 39,51$$

$$\text{Q\_util} = \text{Q\_GV}$$

$$\text{Q\_total} = \text{m\_bagaço} \cdot \text{PCI\_bagaço}$$

$$\text{Eff\_combustão} = \text{Q\_util} / \text{Q\_total}$$

$$\text{m\_seco} = \text{Q\_util} / (\text{Eff\_combustão} \cdot \text{PCI\_bagaçoseco})$$

$$\text{m\_teste} = \text{Q\_util} / (\text{Eff\_combustão} \cdot \text{PCI\_bagaçoteste})$$

$$\text{m\_secoDisponível} = 18,74$$

$$\text{m\_testeDisponível} = 35,36$$

$$\text{Q\_totalseco} = \text{m\_secoDisponível} \cdot \text{PCI\_bagaçoseco}$$

$$\text{Q\_totalteste} = \text{m\_testeDisponível} \cdot \text{PCI\_bagaçoteste}$$

$$\text{Q\_totalseco} \cdot \text{Eff\_combustão} = \text{mseco\_dot} \cdot (h[4] - h[1])$$

$$\text{Q\_totalteste} \cdot \text{Eff\_combustão} = \text{mteste\_dot} \cdot (h[4] - h[1])$$

"Cálculo estequiométrico:"

"Composição do bagaço de cana - 52,78% Umidade (U\_bagaço)

45,87% - Celulose (C<sub>6</sub>H<sub>10</sub>O<sub>5</sub>)

26,78% - Hemicelulose (C<sub>5</sub>H<sub>8</sub>O<sub>4</sub>)

15,61% - Lignina (C<sub>9</sub>H<sub>10</sub>O<sub>2</sub>)

7,14% - Extrativos

4,6% - Cinzas

Cada kg de bagaço de cana possui: "

$$\text{U\_bagaço} = 0,5278$$

$$\text{P1kg\_H2O} = 1000 \text{ [g]} \cdot \text{U\_bagaço}$$

$$\text{P1kg\_BagaçoDesidratado} = 1000 \text{ [g]} - \text{P1kg\_H2O}$$

$$\text{P1kg\_Celulose} = \text{P1kg\_BagaçoDesidratado} \cdot 0,4587$$

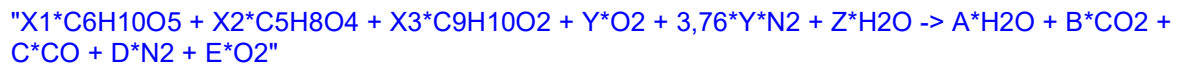
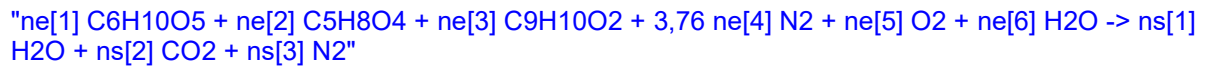
$$\text{P1kg\_Hemicelulose} = \text{P1kg\_BagaçoDesidratado} \cdot 0,2678$$

$$\text{P1kg\_Lignina} = \text{P1kg\_BagaçoDesidratado} \cdot 0,1561$$



$$\begin{aligned} MWe\_C6H10O5 &= 6 \cdot 12 + 10 \cdot 1 + 5 \cdot 16 \\ MWe\_C5H8O4 &= 5 \cdot 12 + 8 \cdot 1 + 4 \cdot 16 \\ MWe\_C9H10O2 &= 9 \cdot 12 + 10 \cdot 1 + 2 \cdot 16 \\ MWe\_H2O &= \text{MolarMass}(\text{Water}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{mol\_C6H10O5} &= P1\text{kg\_Celulose}/MWe\_C6H10O5 \\ \text{mol\_C5H8O4} &= P1\text{kg\_Hemicelulose}/MWe\_C5H8O4 \\ \text{mol\_C9H10O2} &= P1\text{kg\_Lignina}/MWe\_C9H10O2 \\ \text{mol\_H2OE} &= P1\text{kg\_H2O}/MWe\_H2O \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \text{ne[1]} &= \text{mol\_C6H10O5} \\ \text{ne[2]} &= \text{mol\_C5H8O4} \\ \text{ne[3]} &= \text{mol\_C9H10O2} \\ \text{ne[6]} &= \text{mol\_H2OE} \\ \text{ne[5]} &= \text{mol\_Ar} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{mol\_H2OS} &= \text{ns[1]} \\ \text{mol\_CO2} &= \text{ns[2]} \\ \text{mol\_N2} &= \text{ns[3]} \end{aligned}$$

$$m\_ar = \text{mol\_Ar} * \text{MolarMass}(\text{Air\_ha})$$

"C:"

$$\text{"X1*6 + X2*5 + X3*9 = B + C"}$$

$$6 \cdot \text{ne[1]} + 5 \cdot \text{ne[2]} + 9 \cdot \text{ne[3]} = \text{ns[2]}$$

"H:"

$$\text{"X1*5 + X2*4 + X3*5 + Z*1 = A*2"}$$

$$10 \cdot \text{ne[1]} + 8 \cdot \text{ne[2]} + 10 \cdot \text{ne[3]} = 2 \cdot \text{ns[1]}$$

"O:"

$$\text{"X1*2,5 + X2*2 + X3*1 + Y*1 + Z*0,5 = A*0,5 + B*1 + C*0,5 + E*1"}$$

$$5 \cdot \text{ne[1]} + 4 \cdot \text{ne[2]} + 2 \cdot \text{ne[3]} + 2 \cdot \text{ne[5]} = \text{ns[1]} + 2 \cdot \text{ns[2]}$$

"N2:"

$$\text{ne[4]} = \text{ns[3]}$$

$$\text{ne[4]} = 79/21 \cdot \text{ne[5]}$$

$$\{21\% \text{ O2} + 79\% \text{ N2} = 100\% \text{ Ar}\}$$