

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**YURI MARQUES MUZZI BOECHAT**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO A VAPOR  
OPERADA COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2015**

**YURI MARQUES MUZZI BOECHAT**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO A VAPOR  
OPERADA COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica, da coordenação de engenharia mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

**PONTA GROSSA**

**2015**



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Câmpus Ponta Grossa  
Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Departamento Acadêmico de Mecânica  
Bacharelado em Engenharia Mecânica



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

### **ANÁLISE ENERGÉTICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO A VAPOR OPERADA COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

por

**YURI MARQUES MUZZI BOECHAT**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 4 de dezembro de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne  
Orientador

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos  
Membro Titular

Profa. Dra. Giane Gonçalves Lenzi  
Membro Titular

Prof. Me. Marcos Eduardo Soares  
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior  
Coordenador do Curso

## RESUMO

BOECHAT, Yuri M. M. Análise exergetica de uma planta de cogeração a vapor operada com diferentes combustíveis. 2012. 40. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2012.

A cogeração é uma das alternativas consolidadas para melhoria da eficiência na geração de energia térmica e elétrica diminuindo o desperdício de energia. Países da Europa se destacam na ampla utilização de plantas de cogeração, enquanto que, no Brasil, a principal aplicação está concentrada nas usinas sucroalcooleiras. Tendo em vista que o aumento da eficiência de plantas de cogeração é ainda um desafio e tema de várias pesquisas, o presente trabalho visa contribuir no sentido de analisar, de uma perspectiva exergetica, uma planta de cogeração com ciclo Rankine operada com diferentes combustíveis de uso potencial no Brasil (cavaco de madeira e carvão mineral). Assim, elaborou-se uma rotina de cálculo no software EES que avaliou os parâmetros de rendimento mais relevantes para uma planta de cogeração, sendo estes a eficiência exergetica e a taxa de destruição de exergia. Os resultados obtidos mostram a ineficiência da planta considerada na cogeração de energia elétrica e calor, muito provavelmente devido a baixa temperatura de troca de calor no condensador. Além disso, quando utilizado diferentes combustíveis, o carvão mineral mostra-se o mais eficiente em termos exergeticos tanto no ciclo quanto na caldeira e também apresenta menor taxa de destruição de exergia.

Palavras-chave: Cogeração. Rankine. Análise exergetica. Termodinâmica.

## ABSTRACT

BOECHAT, Yuri M. M. Exergetic assessment of a cogeneration plant operated with several fuels. 2014. 40. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Cogeneration plants are being used as an effective alternative form to generate thermal energy and heat with high efficiency. In European countries, the cogeneration technology is used in large scale involving several possibilities, whereas in Brazil, the application of cogeneration plants is mainly concentrated in sugar and alcohol industries. The improvement in the efficiency of cogeneration plants is a goal of several researches. This work aims to analyze, under the perspective of the second law of thermodynamics, a cogeneration plant with Rankine cycle when operated with different fuels (wood chips and coal). On the basis of such analysis, several criteria of exergy performance for the cogeneration system are introduced in order to evaluate and compare the results. For this analysis, a Rankine power plant with an output of 200 kW of electrical work and 545 kW of heat is considered. For the calculations a code on the software EES was written and the results have shown that the considered plant does not have a Worth configuration for cogeneration due to the low temperature of heat Exchange on the condenser. Besides that, the coal is the fuel with higher efficiency in a Exergetic perspective.

Keywords: Cogeneration. Exergy analysis. Rankine cycle. Thermodynamics.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Relação entre eficiência exergética e emissão de gases .....	15
Figura 2-2 Desenvolvimento das unidades de cogeração no Brasil .....	17
Figura 2-3 Geração de energia em sistemas de cogeração .....	17
Figura 2-4 Combustíveis utilizados na cogeração no Brasil .....	18
Figura 2-5 Configuração <i>topping</i> .....	19
Figura 2-6 Configuração <i>Bottoming</i> .....	20
Figura 2-7 Sistema de potência a vapor operando com ciclo Rankine.....	20
Figura 2-8 Diagrama Txs para um ciclo Rankine ideal.....	21
Figura 2-9 Diagrama Txs para um ciclo Rankine real .....	22
Figura 2-10 Ciclo Rankine com reaquecimento.....	23
Figura 2-11 Diagrama Txs de um ciclo Rankine com reaquecimento .....	23
Figura 2-12 Ciclo Rankine regenerativo .....	24
Figura 2-13 Diagrama Txs de um ciclo Rankine regenerativo.....	24
Figura 2-14 Caldeira dividida em trocador de calor e combustor.....	32
Figura 2-15 Fluxo de exergia em uma bomba.....	39
Figura 2-16 Trocador de calor fechado .....	40
Figura 2-17 Trocador de calor aberto.....	41
Figura 2-18 Fluxos de exergia em uma turbina com extração de vapor .....	42
Figura 2-19 Câmara de combustão.....	43
Figura 2-20 Câmara de combustão.....	44
Figura 2-21 Fluxos de massa em uma caldeira .....	46
Figura 3-1 Planta de cogeração a vapor com caldeira de leito fluidizado circulante .....	51
Figura 3-2 Modelo simplificado da planta de cogeração .....	52
Figura 4-1 Comparação da eficiência exergética de cada componente.....	65
Figura 4-2 Comparação de destruição de exergia .....	65
Figura 4-3 Comparação eficiência global .....	67

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\eta$	Eficiência energética
T	Temperatura
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
$\dot{W}$	Potência
$\dot{m}$	Vazão mássica
h	Entalpia
V	Velocidade
Z	Altura
g	Aceleração da gravidade
$\alpha$	Razão calor-trabalho
$\beta$	Coefficiente de correção
$\dot{n}$	Vazão molar
EUF	Fator de utilização de energia
FESR	Taxa de economia de energia de combustível
S	Entropia
$\sigma$	Taxa de produção de entropia em um volume de controle
E	Exergia física
u	Energia interna específica
P	Pressão
v	Volume específico
s	Entropia específica
EC	Energia cinética
EP	Energia potencial
e	Exergia específica
$\dot{E}$	Taxa de exergia
x	Fração molar
$\Delta G$	Função de Gibbs
$\varepsilon$	Eficiência exergética
$\beta$	Razão dos produtos da cogeração em termos exergéticos
AUF	Fator de utilização de disponibilidade
$\sigma$	Taxa de destruição de exergia

$y_d$	Razão exergia destruída-exergia de combustível
$y^*$	Razão exergia destruída-exergia destruída total
$y^{**}$	Razão exergia destruída-exergia produto
$dp$	Diferencial de pressão



# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
1.1	OBJETIVOS	12
1.1.1	Objetivo geral	12
1.1.2	Objetivos específicos	12
1.2	JUSTIFICATIVA	13
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>14</b>
2.1	COGERAÇÃO	14
2.1.1	Cenário mundial da cogeração	15
2.1.2	Cenário nacional	16
2.1.3	Aspectos técnicos da cogeração	19
2.1.4	Cogeração com ciclo Rankine	20
2.1.5	PESQUISAS SOBRE COGERAÇÃO	25
2.2	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	28
2.3	ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI EM PLANTAS DE COGERAÇÃO	30
2.4	ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI EM PROCESSOS DE COMBUSTÃO	31
2.5	SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA	33
2.6	EXERGIA	34
2.6.1	Exergia química	37
2.6.2	Eficiência exergética	38
2.7	ANÁLISE DE SEGUNDA LEI EM PROCESSOS DE COMBUSTÃO	45
2.8	ANÁLISE DE SEGUNDA LEI EM PLANTAS DE COGERAÇÃO	48
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>51</b>
3.1	CALDEIRA	56
3.2	TROCADORES DE CALOR	56
3.3	BOMBA	57
3.4	TURBINA	58
3.5	ANÁLISE GLOBAL	58
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>60</b>
4.1	ANÁLISE EXERGÉTICA DA BIOMASSA	60

4.2	ANÁLISE EXERGÉTICA DO CARVÃO MINERAL.....	63
4.3	COMPARAÇÃO ENTRE OS COMBUSTÍVEIS .....	64
4.3.1	Economizador.....	65
4.3.2	Super aquecedor e pré aquecedor.....	66
4.3.3	Caldeira.....	66
4.3.4	Eficiência global.....	67
4.3.5	Fator de utilização de disponibilidade .....	68
4.3.6	Taxa de economia de exergia de combustível .....	69
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>70</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>72</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o aumento da competitividade no mercado requer de estratégias para a produção de energia de forma sustentável e a custos reduzidos. A gestão da energia pela redução de desperdícios e incremento da eficiência na geração de energia é uma das estratégias utilizadas para reduzir custos. Neste sentido, por apresentarem maior rendimento comparadas a plantas de potência convencionais, tecnologias de cogeração de energia se mostram promissoras.

As plantas de cogeração representam uma alternativa para melhor aproveitar os recursos energéticos disponíveis, fornecendo energia elétrica e calor útil a partir de uma única fonte de energia. Plantas de cogeração são utilizadas essencialmente em aplicações industriais. A indústria mecânica, química, petroquímica, e celulose se destacam na utilização de cogeração para geração de potência eletromecânica e vapor de processo. Outros setores, como o comercial, também utilizam energia proveniente de plantas de cogeração para sistemas de ar condicionado central e aquecimento de água.

No âmbito mundial, a cogeração é bastante utilizada. Países europeus estão entre os que mais utilizam plantas de cogeração em suas matrizes energéticas, operadas principalmente a carvão mineral. Já no Brasil, a situação é diferente em virtude do grande potencial hidrelétrico disponível, tendo a cogeração como uma opção para completar o suprimento da demanda energética.

O fato de que o Brasil é um dos países com ampla diversidade de combustíveis de caráter fóssil e renovável, incentiva o desenvolvimento de novas tecnologias de cogeração. Atualmente, os principais combustíveis no Brasil utilizados em plantas de cogeração são o carvão mineral, o gás natural e o bagaço de cana.

Conforme Cogen (2013), a cogeração pode apresentar como vantagem um menor custo de energia elétrica e térmica, maior confiabilidade de fornecimento de energia, melhor qualidade de energia gerada maior eficiência energética, menor emissão de poluentes e evita custos de transmissão e distribuição de energia elétrica.

Tais vantagens incentivam estudos direcionados à otimização de plantas de cogeração. Do ponto de vista energético, pesquisas focam em analisar, avaliar e propor métodos que aumentem a eficiência na produção de energia em plantas de cogeração. Uma ferramenta útil para melhorar o rendimento termodinâmico de plantas de cogeração é a análise do ponto de vista exergético.

A exergia já é utilizada desde o século passado, muitos estudos relacionados foram realizados a partir da década de 80. É comum o uso da análise exergética para avaliar o rendimento de ciclos termodinâmicos pois esta consegue analisar energia em termos de qualidade.

Para plantas de cogeração, uma análise exergética auxilia a identificar os componentes e processos responsáveis pelas principais fontes de ineficiência da planta. Também é possível calcular parâmetros de rendimento da cogeração pela análise exergética. Estes parâmetros permitem a comparação entre diferentes configurações de planta de cogeração.

Portanto, o presente trabalho parte da pergunta: qual a mudança no rendimento exergético de uma planta de cogeração com ciclo Rankine, operada com diferentes combustíveis renováveis e fósseis?

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

Avaliar, do ponto de vista exergético, as características operacionais de rendimento de uma planta de cogeração com ciclo de potência a vapor utilizando diferentes combustíveis.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Obter as características dos combustíveis que serão utilizados no estudo, sendo eles o carvão mineral e o cavaco de madeira.
- Elaborar uma metodologia para análise dos processos da planta de cogeração incluindo as equações de eficiência exergética e parâmetros a serem avaliados.
- Simular os parâmetros de rendimento (de segunda lei da termodinâmica) da planta de cogeração com o uso do *software Engineering Equation Solver - EES™*.
- Comparar os resultados obtidos para os diferentes combustíveis avaliados, em termos de benefícios exergéticos.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Na atualidade, a demanda de energia pelo crescimento industrial avança a um ritmo mais rápido do que a oferta de energia, desafiando a manutenção ou o crescimento da qualidade de vida da população.

Os insumos utilizados na geração de energia, principalmente combustíveis, também são tema de preocupação, pois muitos deles são desperdiçados pelo baixo rendimento operacional em plantas de potência, gerando em alguns casos resíduos que agridem severamente ao meio ambiente.

Novos padrões mundiais do século XXI de desenvolvimento sustentável colaboram para a geração de energia mais limpa usando combustíveis. Neste sentido, a cogeração surge como alternativa no incremento da eficiência no uso dos diversos combustíveis, se aproximando mais aos padrões de sustentabilidade.

A literatura apresenta que a maioria das pesquisas sobre cogeração são voltadas a avaliar diversos parâmetros operacionais com base no uso de um único combustível. Tendo em vista esta situação, o presente trabalho pretende contribuir no estudo de uma situação no qual uma mesma planta de cogeração pode operar com vários tipos de combustíveis.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 COGERAÇÃO

O termo cogeração é utilizado para produção conjunta de energia térmica e elétrica. Essa produção conjunta visa um maior aproveitamento dos combustíveis, que representam a fonte de energia do sistema.

Numa planta de cogeração, uma parcela da energia do combustível é aproveitada como energia elétrica e outra como calor útil em processos. Assim, com esta parcela de energia também sendo aproveitada, a cogeração aumenta a eficiência do sistema. Este benefício pode ser verificado nos rendimentos apresentados na Tabela 2.1 para diferentes ciclos de potência.

**Tabela 2.1 Eficiência energética de ciclos convencionais e cogeração**

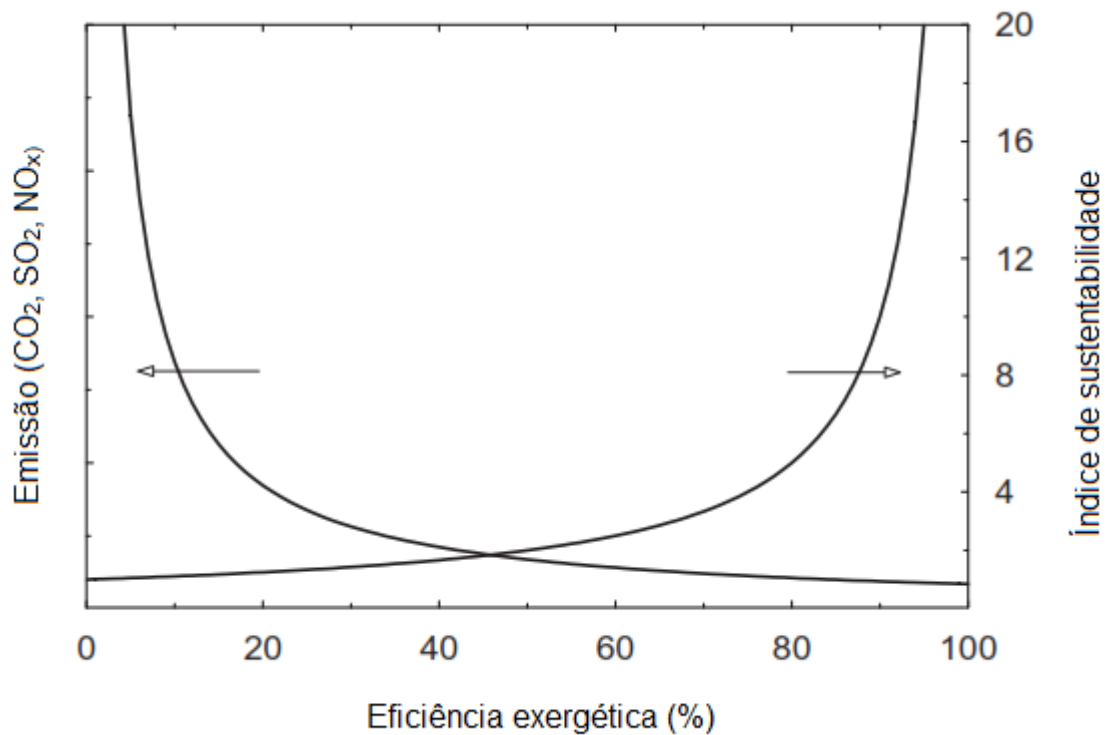
	Otto ou diesel	Rankine	Brayton	Combinado
Termelétrico	40 a 46%	30 a 45%	35 a 45%	57%
Cogeração	62%	50%	70 a 75%	75%

**Fonte: Cogen (2014)**

De acordo com a Agência Internacional de Energia (2006), a cogeração começou a ganhar destaque na década de setenta, período em que houve duas crises de petróleo, a primeira em 1973 e a segunda em 1979. Essas duas crises motivaram a racionalização da energia e a busca por alternativas de produção de energia com maiores eficiências. Sendo a cogeração capaz de aumentar a eficiência na produção de energia, houve um alto desenvolvimento das tecnologias para produção combinada de calor e eletricidade. Estas crises também contribuíram para a aparição de leis ambientais mais rigorosas na produção de energia.

Strong (1992) e Lund (2007) avaliaram diferentes propostas para a diminuição de impactos ambientais na produção de energia. Uma delas é o aumento da eficiência das plantas de potência. Em seu trabalho, Lund prevê que aumentando a eficiência na produção combinada de calor e potência eletromecânica, a produção de energia na Dinamarca no ano de 2036 terá um excedente de eletricidade de 45,5 TWh por ano.

Rosen et al. (2008) mostraram a influência da eficiência exergética alcançada na geração de energia sobre a diminuição de poluentes. A figura 2.1 mostra a relação da emissão de poluentes com eficiência exergética na produção de energia.



**Figura 2-1** Relação entre eficiência exergética e emissão de gases

Fonte: Rosen et al. (2008)

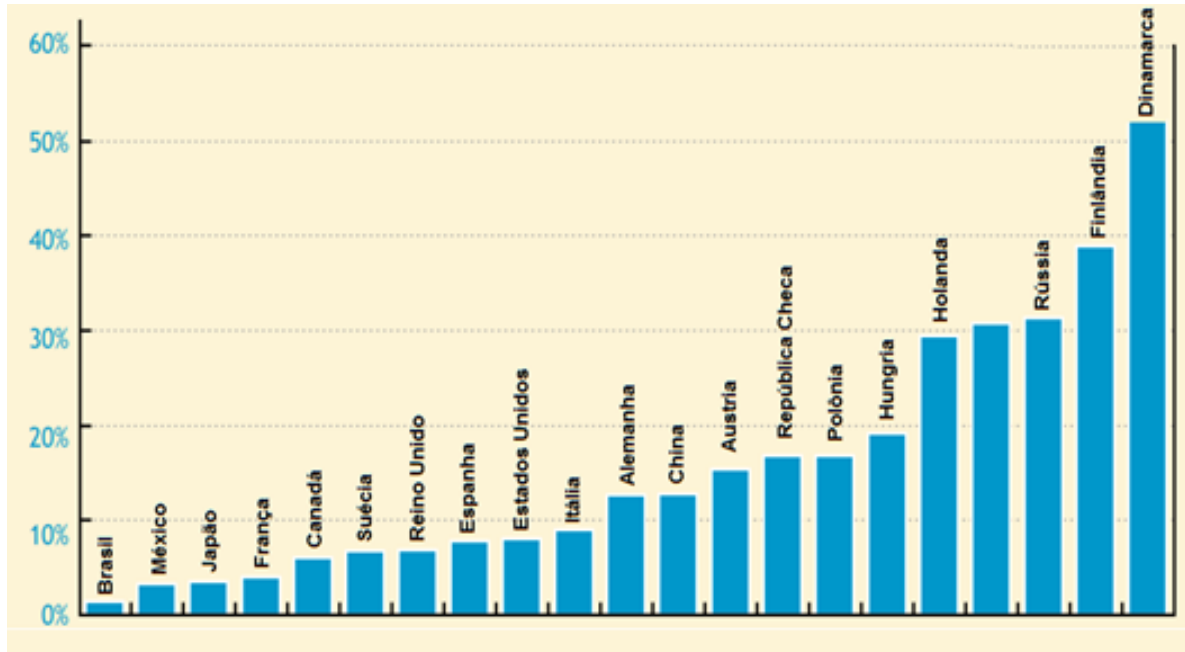
Prietro (2003) relata um aspecto que restringe a aplicação da cogeração. Plantas de cogeração são viáveis quando projetadas para atender primeiramente a demanda interna e não quando destinada a demandas externas. Ainda segundo o autor, a cogeração é viável em segmentos que possuam uma demanda elétrica e térmica. Outros aspectos podem favorecê-la também, como é o caso de processos industriais que rejeitam energia em forma de calor com potencial de aproveitamento.

### 2.1.1 Cenário mundial da cogeração

A cogeração é amplamente utilizada em países desenvolvidos, principalmente países do continente europeu. Não há grande diversidade de recursos energéticos na Europa e a principal fonte de energia ainda é o carvão mineral, portanto, a energia termoelétrica tem a maior participação na matriz energética do continente europeu.

Neste cenário, a utilização de tecnologias de cogeração poderia aumentar a eficiência na produção de energia bem como tornar a produção de energia mais limpa. Tal fato leva à

grande participação de plantas de cogeração na matriz energética de países europeus, conforme a Figura 2-2.



**Figura 2-2 Participação da matriz energética de plantas de cogeração**

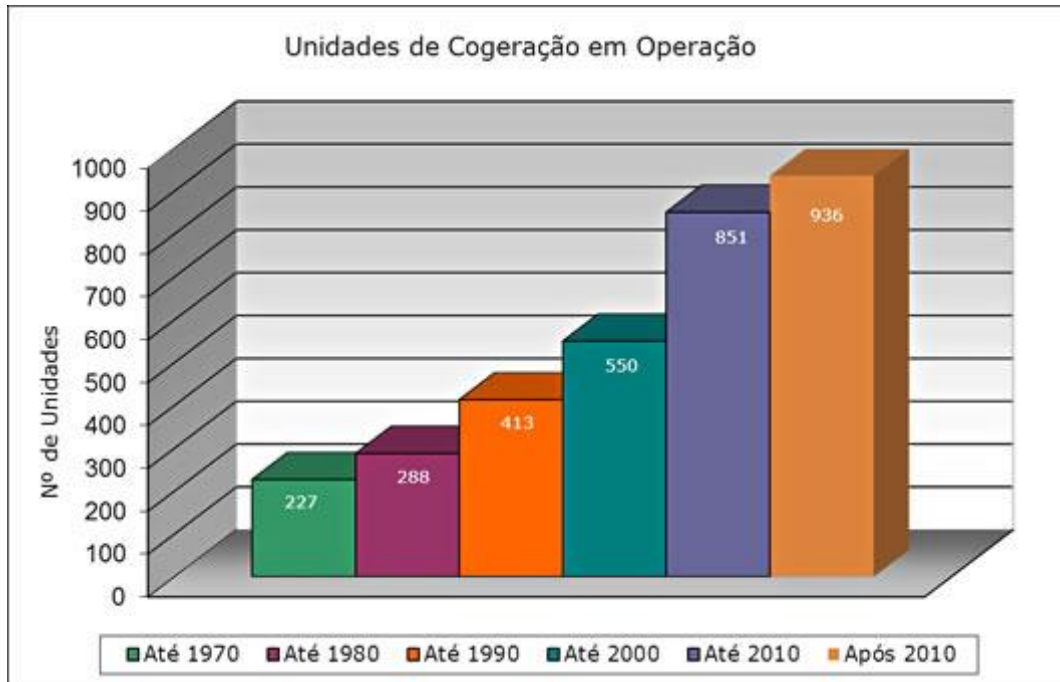
Fonte: Agência internacional de energia (2009)

### 2.1.2 Cenário nacional

O Brasil possui grande potencial hidrelétrico, mensurado em 260 GW. Isto torna as usinas hidrelétricas a principal fonte de energia elétrica do país. Apesar desse potencial, apenas 164 GW são realmente utilizados, em virtude de problemas de custo ambiental, logístico e econômico (ANEEL, 2002).

O investimento em cogeração é uma das opções para complementar a matriz energética brasileira. Na figura 2-2, observa-se que o número de unidades de cogeração em 2010 no país é cerca de quatro vezes mais que na década de 70.

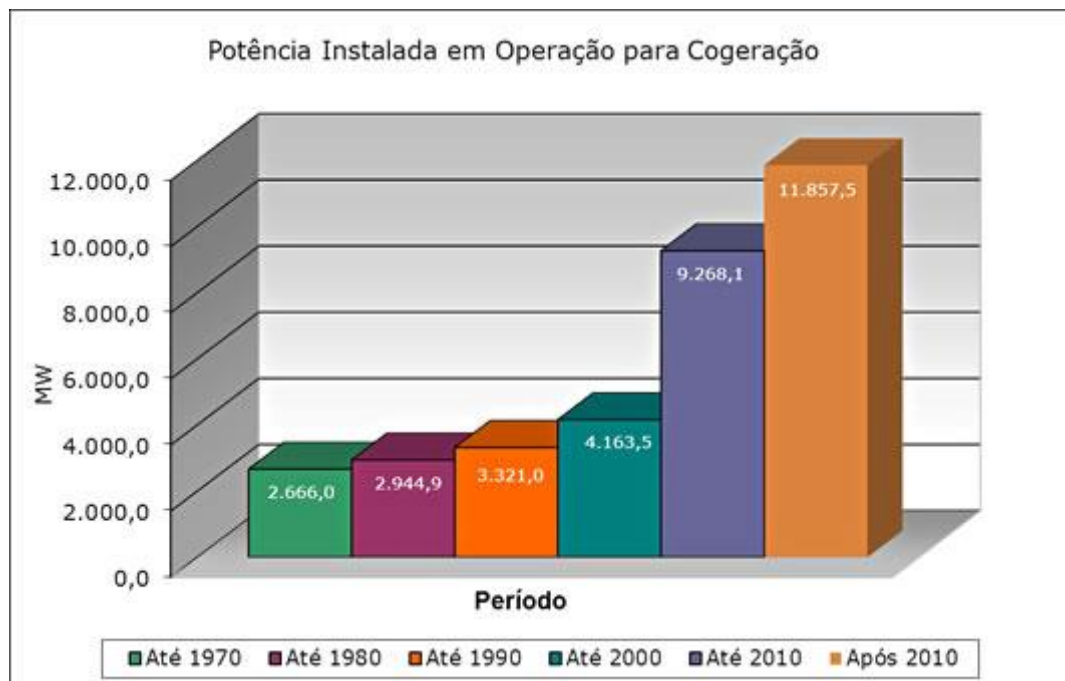




**Figura 2-3 Desenvolvimento das unidades de cogeração no Brasil**

Fonte: Data Cogen (2014)

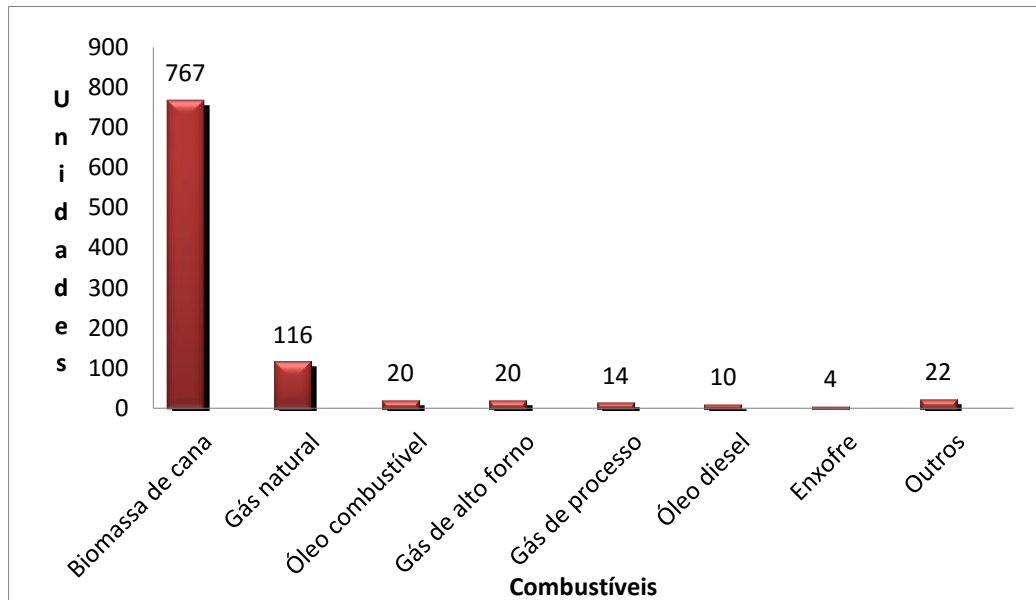
Comparando-se a figura 2-3 com a figura 2-4, nota-se que a potência teve, proporcionalmente, um maior aumento que o número de unidades.



**Figura 2-4 Geração de energia em sistemas de cogeração**

Fonte: Data Cogen (2014)

A diversidade de combustíveis utilizados no Brasil, como mostrado na figura 2-5, confere às plantas de cogeração brasileira versatilidade e flexibilidade.



**Figura 2-5 Combustíveis utilizados na cogeração no Brasil**

Fonte: Data Cogen (2014)

Atualmente, no Brasil, a maioria das plantas de cogeração está instalada em usinas de açúcar e álcool. Este segmento de indústria possui grande oferta energética com a queima do bagaço de cana de açúcar, um de seus principais resíduos para um sistema de cogeração. Além disso, usinas de açúcar e álcool tem necessidade interna de potência elétrica e energia térmica. A potência elétrica produzida pela queima do bagaço irá ajudar a sustentar as próprias instalações, e a energia térmica será utilizada no processo de produção de açúcar e álcool (Cremonez, 2013).

Além do segmento sucroalcooleiro, os segmentos alimentícios, químico, siderúrgico, papel e celulose, têxtil e metalúrgico também apresentam grande potencial para cogeração (COGEN, 2004).

Outros setores, além do industrial, possuem potencial para cogeração. Alguns exemplos de acordo com Cogen (2004) são:

- a) Comércio e serviços
  - Shopping centers
  - Hospitais
  - Hotéis
  - Clubes

- Condomínios residenciais
- b) Agrícolas
- Aquecimento de estufa
  - Secagem de grãos
  - Condicionamento de ambientes para armazenamentos de produtos agrícolas
  - Aquicultura

### 2.1.3 Aspectos técnicos da cogeração

Plantas de cogeração operam com ciclos termodinâmicos, de acordo com Balestieri (2002), os principais ciclos utilizados em plantas de cogeração são:

- Ciclo Rankine
- Ciclo Brayton
- Ciclo combinado
- Ciclo diesel

Há duas formas de organizar os componentes de um ciclo de cogeração. São as configurações *topping* e *bottoming*.

Uma planta de cogeração com a configuração *topping* possui como objetivo principal a geração de potência eletromecânica, e secundariamente produz energia térmica útil. Desta forma, mais potência eletromecânica é gerada e após este processo, calor de processo é produzido (Barja, 2006).

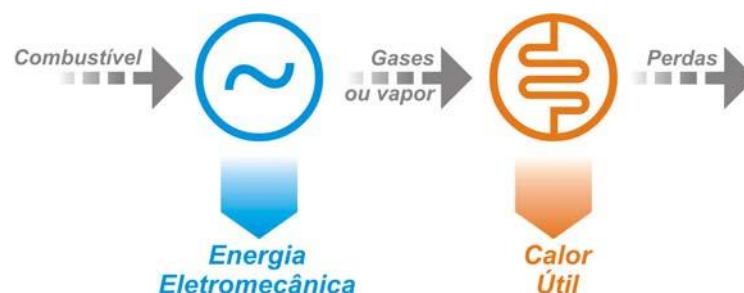
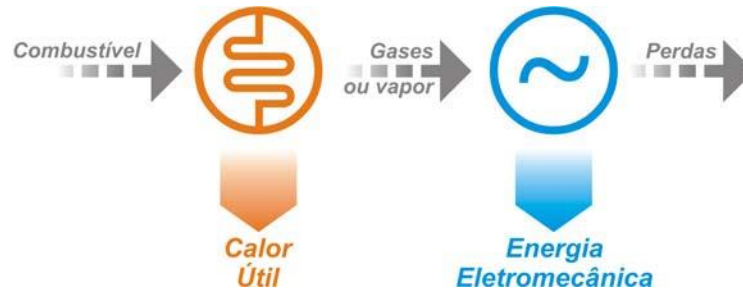


Figura 2-6 Configuração *topping*

Fonte: Nogueira et al. (2004) apud Barja (2006)

A alternativa de configuração da planta de cogeração é o *bottoming*, que é o inverso da configuração *topping*. Neste arranjo, calor útil é o principal produto e o calor residual é utilizado

para gerar potência eletromecânica. Esta configuração é importante na indústria química e agroindústria, onde há uma grande demanda por calor de processo (CREMONEZ, 2013).

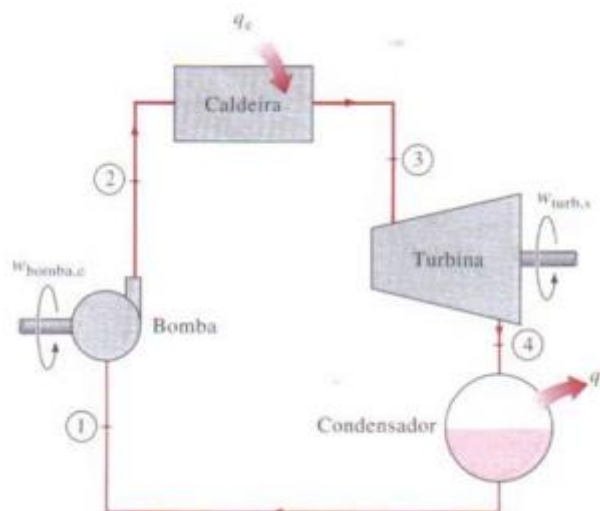


**Figura 2-7 Configuração *Bottoming***

Fonte: Nogueira et al. (2004) apud Barja (2006)

#### 2.1.4 Cogeração com ciclo Rankine

O ciclo Rankine é um sistema de potência a vapor, que transforma a energia térmica proveniente da queima de um combustível (biomassa, óleo, carvão mineral, cavaco, etc....) ou calor residual de algum processo em trabalho mecânico, por meio de uma turbina. Este ciclo opera com quatro elementos básicos: bomba, caldeira, turbina e condensador (MORAN e SHAPIRO, 2009).



**Figura 2-8 Sistema de potência a vapor operando com ciclo Rankine**

Fonte: Çengel (2013)

A figura 2.7 esboça a configuração de um ciclo Rankine simples. Os processos envolvidos nele são:

- Pressurização na bomba
- Aquecimento na caldeira
- Expansão na turbina
- Resfriamento no condensador
- Ciclo ideal

A fim de facilitar a análise do ciclo Rankine, é necessário idealizar o seu funcionamento. Tal ciclo é conhecido como ciclo Rankine ideal. As considerações realizadas têm a finalidade de desconsiderar a presença de irreversibilidades internas nos processos. O funcionamento de um ciclo ideal modela os componentes básicos da seguinte forma:

- Compressão isentrópica na bomba
- Adição de calor a temperatura e pressão constante pela caldeira
- Expansão isentrópica pela turbina
- Rejeição de calor a temperatura e pressão constante pelo condensador

O gráfico de temperatura - entropia específica é comumente utilizado para analisar as propriedades no ciclo Rankine. Nele é possível observar os processos que ocorrem e as características de cada um (processos isentrópicos, isobáricos, isotérmicos, isoentálpicos e isovolumétricos).

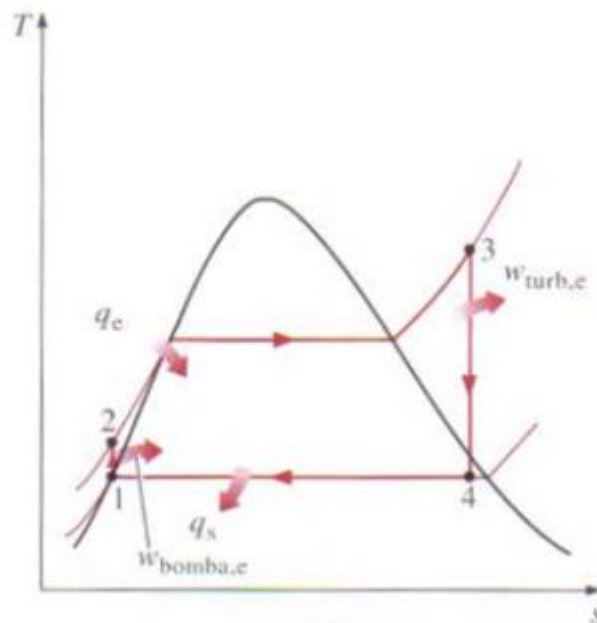


Figura 2-2 Diagrama Txs para um ciclo Rankine ideal

Fonte Çengel (2013)

Com essas propriedades, parâmetros como a eficiência do ciclo, a eficiência de cada componente, calor adicionado, calor rejeitado podem ser calculados.

- Ciclo real

O ciclo Rankine real considera as irreversibilidades internas. A principal diferença com o ciclo ideal está nos processos que ocorrem na bomba e na turbina, em que há aumento de entropia, bem como, a mudança nas pressões durante a transferência de calor. Essas novas considerações acarretam numa mudança no diagrama Txs, conforme ilustrado na figura 2.9.

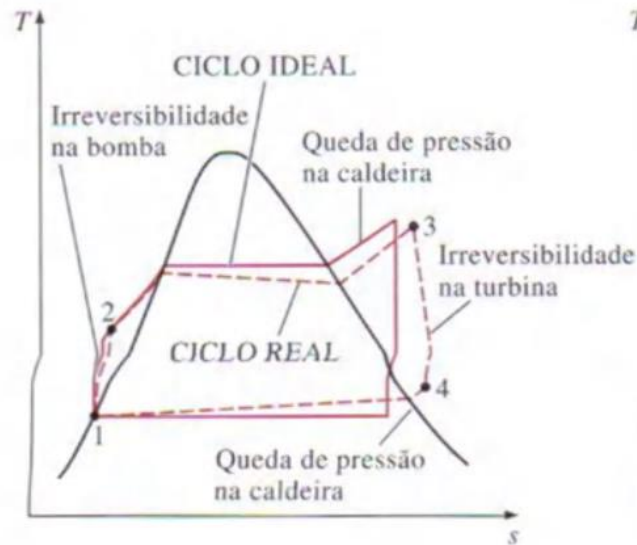


Figura 2-3 Diagrama Txs para um ciclo Rankine real

Fonte: Çengel (2013)

- Eficiência do ciclo

A eficiência térmica para o ciclo Rankine é calculada como a razão entre o trabalho produzido e o calor fornecido. Um parâmetro influente na eficiência do ciclo Rankine é a pressão de trabalho na caldeira e no condensador. Ao se trabalhar com uma pressão mais alta na caldeira, a temperatura média de admissão de calor aumenta, elevando a eficiência térmica conforme a equação 2.1 (MORAN e SHAPIRO, 2009), que calcula a eficiência térmica de um ciclo ideal. Uma situação similar ocorre com a pressão do condensador, mas com pressões baixas que diminuem a temperatura na rejeição de calor.

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{sai}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad (2.1)$$

$\eta$  = eficiência energética

$\dot{Q}_{\text{sai}}$  = taxa de transferência de calor que é rejeitada no ciclo

$\dot{Q}_{\text{ent}}$  = taxa de transferência de calor que é absorvida no ciclo

A configuração básica de um ciclo Rankine possui apenas caldeira, turbina, condensador e bomba. Já a configuração real envolve adicionalmente outros componentes que levam a

maiores eficiências térmicas. Em Moran e Shapiro (2009), são citadas como formas de melhora de desempenho em um ciclo Rankine a configuração com reaquecimento e vapor regenerativo.

- Ciclo com reaquecimento

Esta configuração de ciclo Rankine utiliza uma turbina de múltiplos estágios, em que o vapor parcialmente expandido é extraído e retorna à caldeira, onde é reaquecido e volta para o próximo estágio da turbina.

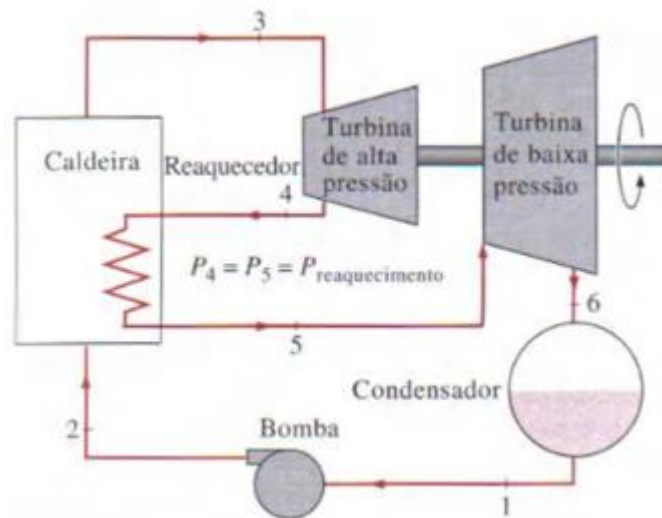


Figura 2-4 Ciclo Rankine com reaquecimento

Fonte: Çengel (2013)

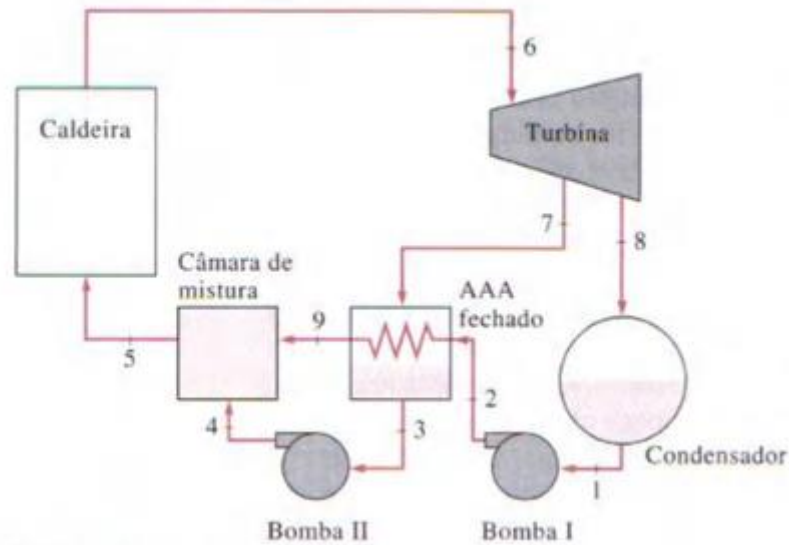


Figura 2-5 Diagrama Txs de um ciclo Rankine com reaquecimento

Fonte: Çengel (2013)

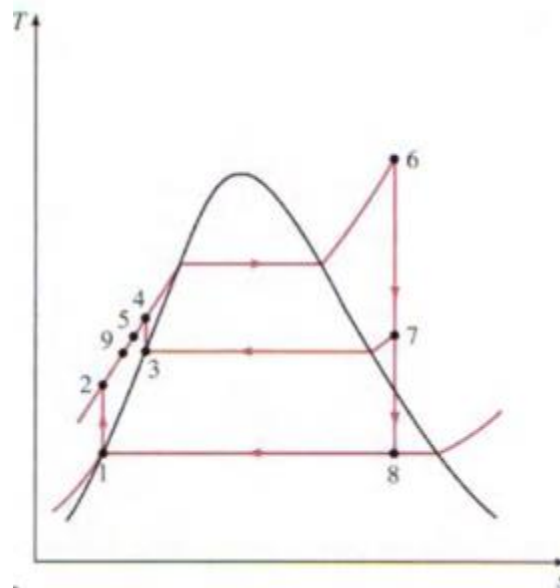
- Ciclo regenerativo

Esta configuração consiste no uso de uma turbina de múltiplos estágios, em que cada estágio possui uma extração de vapor que são direcionados a trocadores de calor abertos e/ou fechados.



**Figura 2-6 Ciclo Rankine regenerativo**

Fonte: Çengel (2013)



**Figura 2-7 Diagrama Txs de um ciclo Rankine regenerativo**

Fonte: Çengel (2013)



Nos trocadores de calor o fluxo proveniente do condensador é aquecido antes de ser bombeado, com isso a pressão do fluido aumenta e a potência necessária da bomba é reduzida.

Estas duas formas de aumentar o desempenho de um ciclo Rankine podem ser utilizados em conjunto.

### 2.1.5 PESQUISAS SOBRE COGERAÇÃO

Habib (1992) realizou uma análise termodinâmica energética e exergética de duas plantas de cogeração, uma com turbina de contrapressão e outra com ciclo de potência combinado. Estas duas plantas também foram comparadas com produção de calor e potência em separado em plantas de potência convencionais. Com os resultados obtidos, curvas para eficiência energética, exergética e outros índices de desempenho foram elaboradas para diferentes razões de pressão.

Kaya e Keyes (1992) utilizaram o método de controle multi-nível e eficiência energética, a fim de otimizar uma planta de cogeração operada por ciclo combinado de turbina a gás e turbina a vapor. Neste trabalho, novos arranjos com ênfase na mudança no controle da planta foram propostos.

Sipilä et al. (1993) pesquisaram estratégias para redução de emissão de dióxido de carbono na Finlândia. Esse trabalho abordou diferentes formas de produção de energia e estimativas de redução de emissão de dióxido de carbono foram realizadas. Por fim, os autores concluíram que um sistema de ciclo combinado de gaseificação combinado em uma planta de cogeração e energia nuclear eram as mais viáveis formas de produzir energia com baixa emissão de dióxido de carbono.

Havelsky (1999) estudou uma planta de produção combinada de calor, potência eletromecânica e refrigeração. O foco deste trabalho foi minimizar o consumo da energia primária da planta e avaliar a eficiência energética. O autor constatou que em um sistema de refrigeração por absorção, o calor rejeitado do ciclo poderia ser utilizado na bomba de calor. Também foi realizada uma comparação com ciclos convencionais de produção de calor, refrigeração e potência eletromecânica em separado, mostrando que há um alto ganho de eficiência na produção combinada.

Bilgen (2000) estudou duas plantas de cogeração, uma com turbina a gás e outra com turbina a gás e a vapor combinadas, ambas utilizando gás natural como combustível. Um

algoritmo foi elaborado para analisar o rendimento energético e exerético, o custo e o *payback*. Com os resultados obtidos para uma planta de cogeração, o autor comparou com os valores encontrados na literatura.

Khurana et al. (2002) fizeram uma análise energética de uma planta de cogeração que trabalhava com o calor recuperado do processo industrial da produção de cimento. A análise mostrou que 35% do calor utilizado na produção de cimento era desperdiçado, e um ciclo de potência a vapor com cogeração foi proposto. Com uma eficiência térmica global de 50%, foi constatado que tal planta de cogeração é capaz de produzir 4,4 MW de potência eletromecânica, representando 30% da demanda elétrica da planta. Para este investimento, o *payback* foi estimado em 2 anos.

Ram e Barnejee (2003) avaliaram a planta de cogeração da usina de açúcar de Jawahar localizada na cidade de Kolhapur na Índia, com uma demanda de 5000 toneladas de biomassa por dia. Neste trabalho, um novo evaporador de efeito quántuplo foi proposto e analisado mediante análise exerética. O potencial de cogeração foi avaliado na turbina de contrapressão e uma análise de custos foi realizada. Foi constatado que o novo evaporador sugerido reduzia o consumo de vapor em 9 ton/h e a perda de exergia em 48%. Na turbina de contrapressão com uma extração de vapor, a temperatura ideal a uma pressão de 45 bar foi estimada em 600°C e a potência ótima da planta em 26,8 MW.

Rosen et al. (2005) apresentou um estudo de caso de uma planta de cogeração em Edmonton, Canadá. Esta planta era acoplada a um *chiller*. Sob uma perspectiva energética e exerética, foram consideradas três alternativas, *chiller* centrífugo, *chiller* de um estágio e *chiller* de dois estágios. Os resultados indicaram eficiências exeréticas de 94, 83 e 88%, e eficiências energéticas de 28, 29 e 29%, respectivamente.

Vidal et al. (2006) analisaram, utilizando os métodos da energia e exergia, uma planta de cogeração para produção simultânea de potência eletromecânica e refrigeração por absorção água/amônia. O ciclo foi simulado como reversível e irreversível e seus resultados comparados. Para o caso do ciclo com irreversibilidades foram consideradas diferentes temperaturas ambientes. Nos resultados, percebeu-se as limitações da análise energética e a importância do estudo das fontes de ineficiência na planta.

Kanoglu e Dincer (2009) compararam quatro plantas de cogeração com turbina a vapor, turbina a gás, motor diesel e geotérmica. Tal comparação foi realizada por meio de uma análise energética e exerética. Nesta metodologia, as plantas de cogeração foram analisadas com a mesma saída de trabalho eletromecânico de 10 MW e calor útil de 13,5 MW, com exceção do motor diesel, que por motivos operacionais teve seu trabalho eletromecânico fixado em 20 MW.

Em termos de eficiência energética, o motor diesel mostrou maior rendimento e a cogeração geotérmica mostrou-se a menos eficiente. Em relação à eficiência exergética, foi constatado que o motor diesel e a planta geotérmica possuíram as maiores eficiências. Parâmetros de influência em plantas de cogeração também foram investigados. No ciclo com turbina a vapor, a pressão de saída da turbina promoveu um efeito inversamente proporcional sobre o rendimento energético e exergético do ciclo. Já, para motores diesel e turbinas a gás, altas temperaturas da água na saída do trocador de calor aumentaram a eficiência energética e exergética. No caso da planta geotérmica, foi verificado que maior temperatura da água geotérmica representava maiores rendimentos no ciclo.

Kamate e Gangavati (2009) realizaram uma análise do uso da cogeração em usinas de açúcar. Utilizando análise de primeira e segunda lei da termodinâmica, foram obtidas as eficiências energética e exergética para duas configurações de planta de cogeração: com turbina a vapor de contrapressão e turbina a vapor de extração de condensação. Nas condições otimizadas de 61 bar e 475°C no vapor de entrada, a eficiência energética e exergética do ciclo com turbina de contrapressão foram, respectivamente, 86,3 e 30,7%. Nas mesmas condições, a planta com turbina de extração apresentou eficiência energética de 68,2% e eficiência exergética de 26,0%. Também foi avaliado o rendimento de cada componente, e a caldeira foi identificada como o componente com menor eficiência exergética da planta.

Wang et al. (2009) analisaram, do ponto de vista exergético, plantas de cogeração com diferentes ciclos utilizadas para aproveitar o calor desperdiçado na indústria de cimento. Os ciclos comparados neste trabalho foram ciclo de potência a vapor simples, ciclo de potência a vapor dual, ciclo Rankine orgânico e ciclo Kalina (ciclo sistema de absorção amônia-água a fim de minimizar as irreversibilidades da troca de calor na caldeira). Neste trabalho os resultados mostram que o ciclo Kalina apresentou o melhor rendimento do ponto de vista exergético, enquanto o ciclo Rankine orgânico o pior. Além disso, foi constatado que turbina, condensador e caldeiras são os equipamentos que apresentam as maiores perdas de exergia.

Can et al. (2009) fizeram uma análise termodinâmica de primeira e segunda lei e econômica em uma planta de cogeração na Turquia (*Enseyurt Thermic Power Plant*). Nesta planta, a eficiência de segunda lei foi de 89,4% e o *payback* de 3,65 anos. Nesta análise foi constatado que melhorias em alguns equipamentos podem aumentar a produção de calor e a eficiência de segunda lei da planta.

Raj et al. (2011) revisaram as tecnologias disponíveis para plantas de cogeração baseadas em fontes renováveis de energia. Neste trabalho foram relatadas as tecnologias, bem como análises práticas e teóricas, modelos e projetos disponíveis para plantas de cogeração a

base de biomassa, energia solar, células de energia, e recuperação de calor desperdiçado. Eles também foram analisados do ponto de vista econômico e ambiental.

O trabalho de Urosevic et al. (2013) avaliou o coeficiente de perda de potência em turbinas a vapor. Nesta pesquisa, uma metodologia aplicável a qualquer planta de cogeração que trabalhe com turbina a vapor foi proposta. A metodologia mostrou-se viável no cálculo do coeficiente de perda de potência para uma planta com ciclo combinado.

Bazzo et al. (2013) analisaram experimentalmente e, do ponto de vista de primeira e segunda lei da termodinâmica, uma planta de cogeração em pequena escala. Esta planta gerou potência eletromecânica e calor para um sistema de refrigeração por absorção amônia/água. Neste trabalho é relatado que a planta de cogeração gera 26 kW de potência eletromecânica e 19kW de vapor saturado a pressão de 5,9 bar, tendo acoplado um sistema de refrigeração com capacidade térmica de 9,2 kW, com coeficiente de rendimento (COP) igual a 0,42. O sistema de refrigeração também é comparado com calor proveniente da queima direta de um combustível. Este mesmo sistema de refrigeração opera com menor rendimento (25% menos) quando utilizado calor proveniente da planta de cogeração. A mudança na física da transferência de calor é apontada como causa dessa menor eficiência. Isto porque, em sistemas convencionais o calor é transmitido por convecção e radiação, porém, quando utilizado vapor, a transferência de calor ocorre basicamente por convecção.

Strzalka et al. (2013) analisam o processo de combustão de biomassa em plantas de cogeração. Seu modelo termodinâmico baseado nas equações de balanço de energia e massa é validado experimentalmente com dados provenientes da planta Scharnhäuser Park. Através de simulação, parâmetros otimizados dos ventiladores de recirculação dos gases de combustão foram estimados e, com ele, 17% da demanda elétrica dos ventiladores pode ser economizado.

## 2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Energia pode ser dividida em ordenada e desordenada. Do primeiro grupo fazem parte a energia potencial (gravitacional, elétrica, magnética ou elástica) e a energia cinética organizada. No outro grupo estão a energia interna, térmica, química e também energia cinética desordenada. Em condições ideais, a energia ordenada tem eficiência de 100% em transformação da energia, já energia desordenada, mesmo em condições ideais, nunca terá eficiência de 100% (Kotas, 1985).

A primeira lei da termodinâmica é uma relação empírica baseada na conservação de energia, em que a energia não pode ser destruída ou criada, apenas transferida, ou transformada em outra modalidade de energia.

Em uma planta térmica, as principais formas de energia são o calor e o trabalho interagidos com a vizinhança, bem como a energia transferida com o fluxo de massa através do volume de controle. Outras formas de energia (cinética, potencial, eletromagnética, etc) também podem estar presentes, porém, normalmente são desconsideradas. A equação 2.2 representa a primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle sob regime permanente:

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} = \sum_{Ent} \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{Sai} \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2.2)$$

$\dot{Q}_{VC}$  = taxa de transferência de calor em um volume de controle

$\dot{W}_{VC}$  = taxa de transferência de trabalho em um volume de controle

$\dot{m}_e$  = fluxo de massa que entra no volume de controle

$\dot{m}_s$  = fluxo de massa que sai do volume de controle

$h_e$  = entalpia específica do fluxo de massa de entrada

$V_e$  = velocidade do fluxo de massa de entrada

$z_e$  = altura do fluxo de massa de entrada

$h_s$  = entalpia específica do fluxo de massa que sai

$V_s$  = velocidade do fluxo de massa que sai

$z_s$  = altura relativa do fluxo de massa que sai

$g$  = aceleração gravitacional

O primeiro termo à direita na equação trata da taxa de calor líquida que atravessa o volume de controle. O Segundo termo da direita é a taxa de trabalho que o volume de controle exerce sobre o meio, ou que o meio exerce sobre o volume de controle.

No lado direito da equação, tem-se os termos que expressam a energia que o fluido transmite para o interior do volume de controle. O primeiro termo representa a energia do fluxo na entrada do volume de controle e o segundo na saída.

Para esta equação, além de ter definidos os estados termodinâmicos do fluido nos fluxos de entrada e saída, é necessário conhecer o fluxo de massa. Portanto, para auxiliar na solução desta equação é necessário considerar um balanço de massa. Em um volume de controle em regime permanente, o balanço de massa é representado pela equação 2.3.

$$\sum_{Ent} \dot{m}_e = \sum_{Sai} \dot{m}_s \quad (2.3)$$

$\dot{m}_e$  = fluxo de massa que entra no volume de controle

$\dot{m}_s$  = fluxo de massa que sai do volume de controle

### 2.3 ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI EM PLANTAS DE COGERAÇÃO

Com a primeira lei da termodinâmica, é possível realizar uma análise energética em um ciclo de cogeração. Esta análise também é conhecida como análise de primeira lei.

Os tópicos a seguir apresentam os critérios de rendimento utilizados para elaborar a análise de primeira lei. Segundo Li (1989):

- Razão calor/trabalho

Numa planta de cogeração, os produtos são o calor e o trabalho gerado, este critério de rendimento estabelece a razão entre eles conforme a equação 2.4.

$$\alpha_{cg} = \frac{\dot{Q}_{cg}}{\dot{W}_{cg}} \quad (2.4)$$

$\alpha_{cg}$  = razão calor-trabalho

$\dot{Q}_{cg}$  = taxa de transferência de calor líquida num ciclo de cogeração

$\dot{W}_{cg}$  = taxa de transferência de trabalho produzido num ciclo de cogeração

- Eficiência energética

A eficiência serve como parâmetro para avaliar a potência mecânica gerada em relação à energia necessária para a sua produção. Este critério de rendimento se restringe apenas à avaliação do trabalho mecânico (equação 2.5).

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{cg} + \dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{cald}} \quad (2.5)$$

$\eta_{cg}$  = eficiência energética

$\dot{Q}_{cald}$  = taxa de transferência de calor líquida gerada pela caldeira

$\dot{Q}_{util}$  = taxa de transferência de calor útil

$\dot{W}_{cg}$  = taxa de transferência de trabalho produzido num ciclo de cogeração

- Fator de utilização de energia

Este parâmetro é mais apropriado para plantas de cogeração, pois avalia a razão entre energia útil (calor útil e potência mecânica) e a energia gasta (Equação 2.6).

$$EUF = (1 + \alpha_{cg})\eta_{cg} \quad (2.6)$$

EUF= fator de utilização de energia

$\alpha_{cg}$ = razão calor-trabalho

$\eta_{cg}$ = eficiência energética

- Taxa de economia de energia de combustível

Por este parâmetro, a economia de combustível que se tem por produzir de calor e trabalho eletromecânico combinado pode ser avaliada. Conforme a equação 2.7, a taxa de economia de energia de combustível estabelece a relação entre a energia que seria necessária na produção separada de calor e trabalho e na cogeração.

$$FESR = 1 - \frac{1}{\eta_{cg}\left(\frac{\alpha_{cg}}{\eta_b} + \frac{1}{\eta_c}\right)} \quad (2.7)$$

FESR= taxa de economia de energia de combustível

$\alpha_{cg}$ = razão calor-trabalho

$\eta_{cg}$ = eficiência energética

$\eta_b$ = eficiência da caldeira

$\eta_c$ = eficiência energética em um ciclo convencional

Para o cálculo do FESR é preciso da eficiência da caldeira, que pode ser definida como a razão entre o calor transferido para o vapor e o calor obtido do combustível.

## 2.4 ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI EM PROCESSOS DE COMBUSTÃO

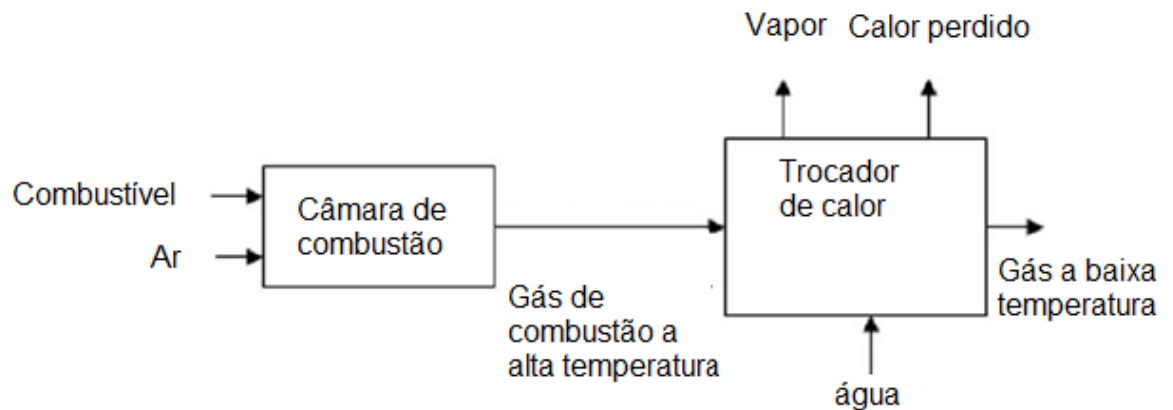
Combustível é todo e qualquer material que libera energia térmica quando queimado. A maioria dos combustíveis são hidrocarbonetos. A maioria dos hidrocarbonetos são derivados do petróleo e são encontrados nos três estados da matéria: sólido, líquido e gasoso (ÇENGEL, 2013).

Para Obernberger et al. (2006), em um caso ideal, combustão é a oxidação completa das partes sólidas do combustível. Essa oxidação ocorre em três etapas, secagem (a água presente no combustível é evaporada), pirólise e gaseificação (degradação térmica na presença de oxigênio) e a oxidação final do combustível.

O processo de combustão está presente em diversos processos, desde aquecimento, produção de energia, transporte e variados processos industriais. Em plantas de potência desempenha um processo fundamental na queima do combustível (S.K. SOM e A. DATTA, 2008).

O estudo da combustão possui consequências termodinâmicas, econômicas e ambientais. A pesquisa deste processo pode auxiliar na sua otimização, aumentando a eficiência no uso da energia e por consequência a diminuição de custos e impactos ambientais (TSATSARONIS et al., 2013).

Segundo Saidur et al. (2010), assim como processos físicos, o processo de combustão pode ser analisado distinguindo os processos que ocorrem no queimador ou combustor e na caldeira (trocador de calor), conforme figura 2.14.



**Figura 2-8 Caldeira dividida em trocador de calor e combustor**

**Fonte: SAIDUR et al. (2010)**

Quando se considera alguma reação de combustão, utiliza-se a equação 2.8, para o balanço de energia:

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_c} = \sum_P n_s \bar{h}_s - \sum_R n_e \bar{h}_e \quad (2.8)$$

$\dot{Q}_{vc}$  = taxa de transferência de calor líquida no volume de controle

$\dot{n}_c$  = vazão molar do combustível

$n_s$  = número de mols dos produtos

$n_e$  = número de mols dos reagentes

$\bar{h}_s$  = entalpia específica em base molar dos produtos

$\bar{h}_e$  = entalpia específica em base molar dos reagentes

Assim, a eficiência de primeira lei em um combustor é dada pela equação 2.9 (SAIDUR et al., 2010).



$$\eta_c = \frac{\dot{m}_p h_p}{\dot{m}_f h_f} \quad (2.9)$$

$\eta_c$  = eficiência da reação de combustão

$\dot{m}_p$  = vazão mássica dos produtos

$h_p$  = entalpia específica dos produtos

$\dot{m}_f$  = vazão mássica do combustível

$h_f$  = entalpia específica do combustível

## 2.5 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

A segunda lei da termodinâmica complementa a primeira. Na medida em que a primeira lei restringe um processo de forma que não há criação ou destruição de energia, ela não estabelece restrições quanto ao sentido dos processos.

A espontaneidade dos processos é a base para a formulação da segunda lei da termodinâmica. Com ela é possível estabelecer um limite de eficiência máxima de um sistema de potência e analisar as irreversibilidades; além disto, esta lei introduz um conceito muito importante na termodinâmica, a entropia. Com o conceito de entropia é possível entender que um processo será espontâneo sempre que ocorra na direção do aumento desta.

Assim como na primeira lei, um balanço de entropia para volume de controle é muito útil para analisar um sistema ou um componente. Novamente considerando um volume de controle em regime permanente, o balanço de entropia é dado pela equação 2.10.

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_{ent} \dot{m}_e s_e - \sum_{sai} \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{VC} \quad (2.10)$$

$\dot{m}_e$  = vazão mássica na entrada do volume de controle

$\dot{m}_s$  = vazão mássica na saída do volume de controle

$s_e$  = entropia específica do fluxo de massa na entrada

$s_s$  = entropia específica do fluxo de massa na saída

$\dot{Q}_j$  = taxa de transferência de calor no volume de controle

$T_j$  = temperatura da transferência de calor

$\dot{\sigma}_{VC}$  = taxa de destruição de entropia no volume de controle

O primeiro termo é a entropia referente à transferência de calor, o segundo e terceiro termos se referem à entropia dos fluxos de entrada e saída, e o último termo representa a taxa

de produção de entropia no interior do volume de controle. Esta taxa de produção de entropia depende da natureza do processo, esta produção de entropia está atrelada a irreversibilidade do processo. Portanto, um processo reversível tem esta taxa nula.

A entropia também é útil para medir a proximidade de um processo real com um ideal. Isto leva ao conceito de eficiência isentrópica. Eficiência isentrópica é, por definição, a relação entre o trabalho gerado ou requerido por um componente que trabalhe de forma isentrópica e o trabalho real requerido ou gerado. Com a eficiência isentrópica é possível calcular o trabalho real que um determinado componente fornece ou requer, tal como turbina ou uma bomba, respectivamente.

## 2.6 EXERGIA

O conceito de energia é muito útil em estudos e análises termodinâmicas, e a conservação da energia é primordial para analisar diferentes componentes térmicos. Entretanto, esta é uma abordagem limitada e não avalia a qualidade da energia. Para considerar a qualidade da energia, métodos que envolvem a exergia devem ser utilizados.

Exergia para Bejan et al. (1996) é o trabalho teórico máximo obtido entre dois sistemas quando estes interagem até alcançarem o equilíbrio. Ao contrário da energia, a exergia pode ser destruída, sendo a causa da destruição de exergia, as irreversibilidades presentes no sistema.

Kotas (1985) também define qualidade de energia como “capacidade de causar mudanças”. Portanto, uma maior qualidade de energia significa capacidade de produzir trabalho. O conceito de exergia avalia esta qualidade da energia. Para o cálculo da exergia, é preciso considerar um estado de referência, denominado de estado morto ou ambiente morto.

Para Bejan et al. (1996) a exergia pode ser dividida em quatro formas: exergia física, exergia cinética, exergia potencial e exergia química, conforme as equações 2.11 e 2.12.

$$E = E^{\text{fis}} + E^{\text{cin}} + E^{\text{pot}} + E^{\text{qui}} \quad (2.11)$$

$E^{\text{fis}}$  = exergia física

$E^{\text{cin}}$  = exergia cinética

$E^{\text{pot}}$  = exergia potencial

$E^{\text{qui}}$  = exergia química

$E$  = exergia total

Numa base mássica:

$$e = e^{\text{fis}} + e^{\text{cin}} + e^{\text{pot}} + e^{\text{qui}} \quad (2.12)$$

$e^{\text{fis}}$  = exergia física específica

$e^{\text{cin}}$  = exergia cinética específica

$e^{\text{pot}}$  = exergia potencial específica

$e^{\text{qui}}$  = exergia química específica

$e$  = exergia total específica

Considerando que no estado morto a velocidade e a altura sejam nulas, e que a única forma de energia potencial presente no sistema é gravitacional a exergia cinética, potencial e física podem ser calculadas pelas equações 2.13, 2.14 e 2.15.

$$e^{\text{cin}} = \frac{1}{2} V^2 \quad (2.13)$$

$e^{\text{cin}}$  = exergia cinética específica

$V$  = velocidade

$$e^{\text{pot}} = gz \quad (2.14)$$

$e^{\text{pot}}$  = exergia potencial específica

$g$  = aceleração gravitacional

$z$  = altura

$$e^{\text{fis}} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) + T_0(s - s_0) \quad (2.15)$$

$e^{\text{fis}}$  = exergia física específica

$u$  = energia interna específica

$v$  = volume específico

$s$  = entropia específica

$u_0$  = energia interna específica no estado morto

$v_0$  = volume específico no estado morto

$s_0$  = entropia específica no estado morto

$T_0$  = temperatura no estado morto

$p_0$  = pressão no estado morto

Quando um sistema muda de estado e nessa mudança não ocorrem reações químicas, as equações 2.16 e 2.17 são utilizadas para o cálculo da variação de exergia.

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) \quad (2.16)$$

$U_1$  = energia interna no estado 1

$V_1$  = volume no estado 1

$S_1$  = entropia no estado 1

$U_2$  = energia interna no estado 2

$V_2$  = volume no estado 2

$S_2$  = entropia no estado 2

$T_0$  = temperatura no estado morto

$p_0$  = pressão no estado morto

Utilizando uma base mássica:

$$e_2 - e_1 = (u_2 - u_1) + p_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + (ec_2 - ec_1) + (ep_2 - ep_1) \quad (2.17)$$

$u_1$  = energia interna específica no estado 1

$v_1$  = volume específica no estado 1

$s_1$  = entropia específica no estado 1

$u_2$  = energia interna específica no estado 2

$v_2$  = volume específica no estado 2

$s_2$  = entropia específica no estado 2

$T_0$  = temperatura no estado morto

$p_0$  = pressão no estado morto

Em um ciclo termodinâmico, a análise exergetica é feita através de um balanço de exergia. Em Bejan et al. (1996), para um volume de controle operando em regime permanente, o balanço de exergia é dado pela equação 2.18.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_{ent} \dot{m}_e e_e - \sum_{sai} \dot{m}_s e_s + \dot{E}_d \quad (2.18)$$

$T_0$  = temperatura no estado morto

$T_j$  = temperatura na troca de calor

$\dot{Q}_j$  = taxa de transferência de calor

$\dot{W}_{vc}$  = taxa de transferência de trabalho

$\dot{m}_e$  = vazão mássica na entrada do volume de controle

$e_e$  = exergia específica no fluxo de massa na entrada

$e_s$  = exergia específica no fluxo de massa na saída

$\dot{m}_s$  = vazão mássica na saída do volume de controle

$\dot{E}_d$  = taxa de destruição de exergia

Cada termo se refere a uma modalidade de energia que se transforma em trabalho. Da esquerda para a direita, os termos referem-se respectivamente à exergia proveniente do calor, trabalho, entrada de fluxo de massa e saída de fluxo de massa.

A exergia de fluxo de massa representa o trabalho teórico máximo que se pode obter a partir do estado termomecânico e químico do fluxo até o estado morto.

### 2.6.1 Exergia Química

A exergia física é suficiente para analisar processos que não ocorram reações químicas. Porém, nos casos que estas ocorrem, é necessário também analisar a exergia de um ponto de vista químico. Em plantas térmicas, a exergia química é fundamental para avaliar o processo de queima do combustível. Processos em que ocorrem reações químicas são responsáveis por grande parte das irreversibilidades.

Para Kotas (1985), exergia química é o trabalho teórico máximo num processo onde a substância em questão sai do seu estado atual até o equilíbrio com o estado morto. Para o cálculo do potencial de uso de uma substância, é necessário o estabelecimento de substâncias de referência. De acordo com autor, uma substância de referência é aquela que se encontra (em condições normais) no ambiente e em equilíbrio com o seu entorno.

Sendo a exergia química definida como o trabalho teórico máximo que pode ser realizado, para uma substância de referência é utilizada a equação 2.19 (BEJAN et al., 1995).

$$\bar{e}_k^{qui} = -\bar{R}T_0 \ln x_k \quad (2.19)$$

$\bar{e}_k^{qui}$  = exergia química específica na base molar

$\bar{R}$  = constante universal dos gases ideais em base molar

$T_0$  = temperatura do estado morto

$x_k$  = fração molar

A equação 2.19 não é apropriada para uma mistura de gases. Assim, para esse caso utiliza-se a equação 2.20.

$$\bar{e}_k^{qui} = -\bar{R}T_0 \sum x_k \ln \frac{x_k^e}{x_k} \quad (2.20)$$

$\bar{e}_k^{qui}$  = exergia química específica na base molar

$\bar{R}$  = constante universal dos gases ideais em base molar

$T_0$  = temperatura do estado morto

$x_k^e$  = fração molar na entrada

$x_k$  = fração molar na saída

As equações 2.16 e 2.17 são úteis para substâncias que são encontradas em condições normais no ambiente. Quando este não é o caso, como para um combustível, Bejan et al. (1995) fornece a equação 2.21. Esta equação é baseada na idealização de uma reação de combustão para o combustível com outras substâncias de referências com exergia química conhecida.

$$\bar{e}^{qui} = -\Delta G + \left\{ \sum_P n \bar{e}^{qui} - \sum_R n \bar{e}^{qui} \right\} \quad (2.21)$$

$\bar{e}^{qui}$  = exergia química na base molar

$\Delta G$  = variação da função de Gibbs

P = produtos

R = reagentes

### 2.6.2 Eficiência Exergética

Para Tsatsaronis (1993) a eficiência exergética revela o verdadeiro rendimento de um sistema energético. Esta eficiência é subjetiva, pelo que ainda não há um consenso geral com a forma apropriada de calculá-la. Em seu trabalho, Tsataronis propõe os seguintes pontos para formular a eficiência exergética de um sistema.

- Definir a entrada (combustível) e a saída (produto) do sistema termodinâmico analisado. O combustível é o recurso utilizado para gerar o produto. O produto deve ser definido de acordo com a finalidade do sistema térmico, representando a saída desejada do sistema.
- A definição da eficiência exergética deve estar alinhada com a perspectiva termodinâmica e econômica.
- A escolha de utilizar todas as saídas como produto e todas as entradas como combustível não é adequada para análise de apenas um componente. Esta abordagem deve ser utilizada apenas em sistemas compostos por mais de um componente.
- Em componentes que podem ser analisados como volume de controle, deve-se trabalhar com diferenças de exergia ao invés de valores absolutos.

Para Tsatsaronis (1993), sendo a exergia do combustível dada pela equação 2.22, a eficiência exergética pode ser calculada pela equação 2.23.

$$E_C = E_P + E_D + E_L \quad (2.22)$$

$E_C$ =exergia do combustível

$E_P$ = exergia do produto

$E_D$ = exergia destruída

$E_L$ = exergia perdida

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_C} \quad (2.23)$$

$\varepsilon$ = eficiência exergética

$E_C$ =exergia do combustível

$E_P$ = exergia do produto

Analogamente, a eficiência exergética pode ser obtida pela razão entre a taxa de transferência de exergia de produto e de combustível (equação 2.24)

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_C} \quad (2.24)$$

$\varepsilon$ = eficiência exergética

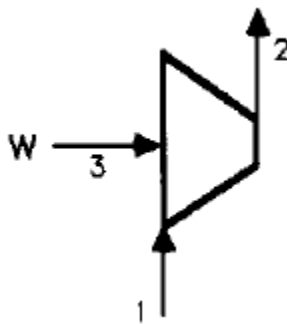
$\dot{E}_P$ = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_C$ = taxa de exergia do combustível

Tsatsaronis (1993) também fornece a definição da exergia do combustível e do produto para os seguintes componentes térmicos:

- Bombas ou compressores

A figura 2.15 representa um diagrama esquemático de uma bomba ou um compressor. Neste diagrama, os fluxos de massa e energia estão representados.



**Figura 2-9 Fluxo de exergia em uma bomba**

**Fonte: Tsatsaronis (1993)**

Com base na figura 2-15, as equações 2.25 e 2.26 fornecem a exergia de produto e de combustível, respectivamente.

$$\dot{E}_P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 \quad (2.25)$$

$\dot{E}_P$ = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo 1

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo 2

$$\dot{E}_C = \dot{W} \quad (2.26)$$

$\dot{E}_C$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{W}$  = potência

- Trocadores de calor fechado

A Figura 2-16 ilustra os fluxos de massa presente em um trocador de calor fechado.

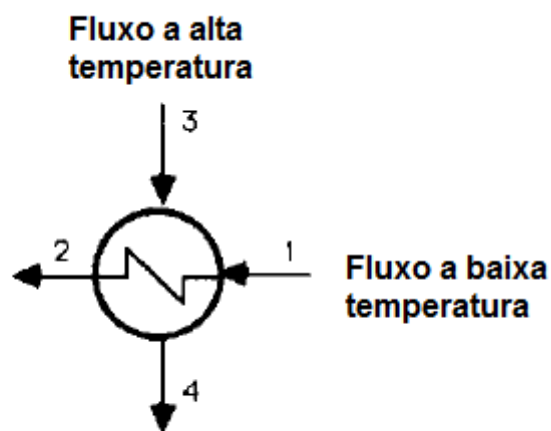


Figura 2-10 Trocador de calor fechado

Fonte: Tsatsaronis 1993

Para um trocador de calor fechado, a definição de produto varia conforme a função (aquecimento do fluxo frio, resfriamento do fluxo quente). Com base na figura 2.16, as diferentes definições para o cálculo da eficiência exérgica são dadas pelas equações 2.27, 2.28, 2.29 e 2.30

- Aumentar a exergia térmica do fluido frio com o fluido quente

$$\dot{E}_P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 \quad (2.27)$$

$\dot{E}_P$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo 1

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo 2

$$\dot{E}_C = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (2.28)$$

$\dot{E}_C$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_3$  = taxa de exergia do fluxo 3



$\dot{E}_4$  = taxa de exergia do fluxo 4

- Resfriamento do fluido quente com o fluido frio

$$\dot{E}_p = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 \quad (2.29)$$

$\dot{E}_p$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_3$  = taxa de exergia do fluxo 3

$\dot{E}_4$  = taxa de exergia do fluxo 4

$$\dot{E}_c = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (2.30)$$

$\dot{E}_c$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo 1

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo 2

- Trocador de calor aberto

Em um trocador de calor aberto, o processo de transferência de calor é diferente de um trocador de calor fechado. Desta forma, a análise de exergia neste componente também difere de um trocador de calor aberto.

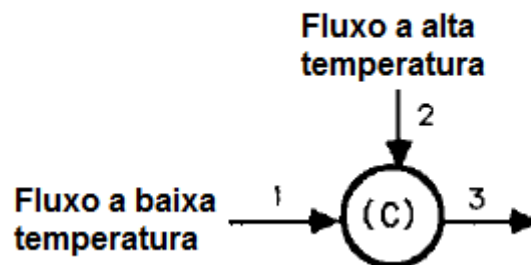


Figura 2-11 Trocador de calor aberto

Fonte: Tsatsaronis (1993)

Pela representação dos fluxos de massa em um trocador de calor aberto presente na figura 2.17, a taxa de transferência de exergia de produto e combustível é dada pelas equações 2.31 e 2.32.

$$\dot{E}_p = \dot{m}_1(e_3^{fis} - e_1^{fis}) \quad (2.31)$$

$\dot{E}_p$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo 1

$\dot{E}_3$  = taxa de exergia do fluxo 3

$\dot{m}_1$  = vazão mássica do fluxo 1

$$\dot{E}_c = \dot{m}_2(e_2^{fis} - e_1^{fis}) + (\dot{E}_1^{TOT} - \dot{E}_1^{Fis}) + (\dot{E}_2^{TOT} - \dot{E}_2^{Fis}) + (\dot{E}_3^{TOT} - \dot{E}_3^{Fis}) \quad (2.32)$$

$\dot{E}_c$  = taxa de exergia do produto

$e_1$  = taxa de exergia específica do fluxo 1

$e_2$  = taxa de exergia específica do fluxo 2

$\dot{m}_2$  = vazão mássica do fluxo 2

$\dot{E}_1^{TOT}$  = taxa de exergia total do fluxo 1

$\dot{E}_1^{Fis}$  = taxa de exergia física do fluxo 1

$\dot{E}_2^{TOT}$  = taxa de exergia total do fluxo 2

$\dot{E}_2^{Fis}$  = taxa de exergia física do fluxo 2

$\dot{E}_3^{TOT}$  = taxa de exergia total do fluxo 3

$\dot{E}_3^{Fis}$  = taxa de exergia física do fluxo 3

- Turbina

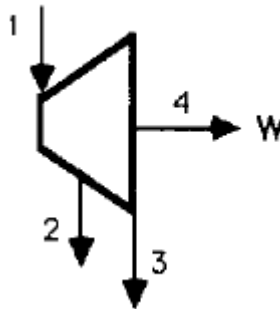


Figura 2-12 Fluxos de exergia em uma turbina com extração de vapor

Fonte: Tsatsaronis (1993)

Conforme a figura 2.18, as equações 2.33 e 2.34 fornecem a exergia de produto e de combustível para uma turbina.

$$\dot{E}_p = \dot{W} \quad (2.33)$$

$\dot{E}_p$  = taxa de exergia do produto

$\dot{W}$  = potência

$$\dot{E}_c = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3 \quad (2.34)$$

$\dot{E}_c$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo 1

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo 2

$\dot{E}_3$  = taxa de exergia do fluxo 3

- Câmara de combustão

A figura 2.19 representa uma câmara de combustão e os fluxos de massa. Conforme esta figura, a taxa de transferência de exergia para um processo de combustão pode ser calculado pelas equações 2.35 e 2.36.

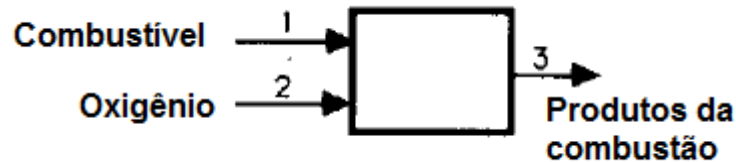


Figura 2-13 Câmara de combustão

Fonte: Tsatsaronis (1993)

$$\dot{E}_p = \dot{E}_3^{Fís} - \dot{E}_1^{Fís} - \dot{E}_2^{Fís} \quad (2.35)$$

$\dot{E}_p$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_1^{Fís}$  = taxa de exergia física do fluxo de combustível

$\dot{E}_2^{Fís}$  = taxa de exergia física do oxigênio

$\dot{E}_3^{Fís}$  = taxa de exergia física do gás de combustão

$$\dot{E}_c = (\dot{E}_1^{TOT} - \dot{E}_1^{Fís}) + (\dot{E}_2^{TOT} - \dot{E}_2^{Fís}) + (\dot{E}_3^{TOT} - \dot{E}_3^{Fís}) \quad (2.36)$$

$\dot{E}_c$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1^{Fís}$  = taxa de exergia física do fluxo de combustível

$\dot{E}_1^{TOT}$  = taxa de exergia total do fluxo de combustível

$\dot{E}_2^{Fís}$  = taxa de exergia física do oxigênio

$\dot{E}_2^{TOT}$  = taxa de exergia total do oxigênio

$\dot{E}_3^{Fís}$  = taxa de exergia física do gás de combustão

$\dot{E}_3^{TOT}$  = taxa de exergia total do gás de combustão

Outras definições apareceram em novas pesquisas, Tsatsaronis et al. (2013) fornece três alternativas (equações 2.37, 2.38, 2.39, 2.40, 2.41 e 2.42) de definição para exergia de combustível e produto em câmaras de combustão.

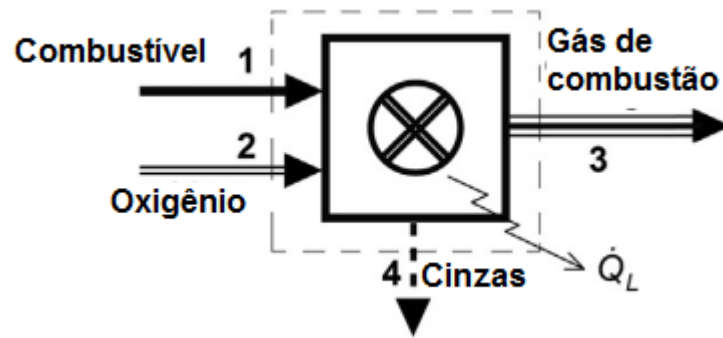


Figura 2-14 Câmara de combustão

Fonte: Tsatsaronis et al. (2013)

$$\dot{E}_C = \dot{E}_1 - \dot{E}_4 \quad (2.37)$$

$\dot{E}_C$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1$  = taxa de exergia do fluxo de combustível

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo de oxigênio

$$\dot{E}_P = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 \quad (2.38)$$

$\dot{E}_P$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_2$  = taxa de exergia do fluxo oxigênio

$\dot{E}_3$  = taxa de exergia do fluxo de gás de combustão

A definição de exergia do produto e do combustível dada pelas equações 2.39 e 2.40 para uma câmara de combustão avalia apenas a taxa total de exergia dos fluxos (TSATSARONIS et al., 2013).

$$\dot{E}_C = \dot{m}_4(e_1 - e_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_4)(e_1 - e_3) \quad (2.39)$$

$\dot{E}_C$  = taxa de exergia do combustível

$e_1$  = exergia específica do fluxo de combustível

$e_3$  = exergia específica do fluxo de gás de combustão

$e_4$  = exergia específica do fluxo de cinzas

$\dot{m}_1$  = vazão mássica de combustível

$\dot{m}_4$  = vazão mássica de cinzas

$$\dot{E}_P = \dot{m}_2(e_3 - e_2) \quad (2.40)$$

$\dot{E}_P$  = taxa de exergia do produto

$e_2$  = exergia específica do fluxo de oxigênio

$e_3$  = exergia específica do fluxo de gás de combustão

$\dot{m}_2$  = vazão mássica de oxigênio

As equações 2.40 e 2.41 consideram que a diferença de exergia só é aumentada pela presença do fluxo de massa  $\dot{m}_2$ . (TSATSARONIS et al., 2013)

$$\dot{E}_C = (\dot{E}_1^{QUI} + \dot{E}_2^{QUI} - \dot{E}_3^{QUI} - \dot{E}_4^{QUI}) \quad (2.41)$$

$\dot{E}_C$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1^{QUI}$  = taxa de exergia química do fluxo combustível

$\dot{E}_2^{QUI}$  = taxa de exergia química do oxigênio

$\dot{E}_3^{QUI}$  = taxa de exergia química do gás de combustão

$\dot{E}_4^{QUI}$  = taxa de exergia química das cinzas

$$\dot{E}_P = (\dot{E}_4^{FIS} + \dot{E}_3^{FIS} - \dot{E}_1^{FIS} - \dot{E}_2^{FIS}) \quad (2.42)$$

$\dot{E}_P$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_1^{FIS}$  = taxa de exergia física do fluxo de combustível

$\dot{E}_2^{FIS}$  = taxa de exergia física do oxigênio

$\dot{E}_3^{FIS}$  = taxa de exergia física do gás de combustão

$\dot{E}_4^{FIS}$  = taxa de exergia física das cinzas

Esta terceira definição (equações 2.41 e 2.42) é considerada mais apropriada na maioria dos casos. Esta definição considera como função de uma câmara de combustão transformar a exergia química do combustível em exergia física (TSATSARONIS et al., 2013).

## 2.7 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI EM PROCESSOS DE COMBUSTÃO

A combustão também pode ser analisada da perspectiva da segunda lei. Em reações de combustão, há processos que dificultam a análise de segunda lei, como transferência de calor, fricção no fluido e mistura. A fim de tornar viável e mais simples esta análise, uma simplificação é realizada: o processo é considerado adiabático (KOTAS, 1985).

A formulação da eficiência exergética foi feita por Tsatsaronis (1993). Para uma caldeira, os fluxos de massa são representados na figura 2.21. E o cálculo das taxas de transferência de exergia são dados pelas equações 2.44 e 2.45.

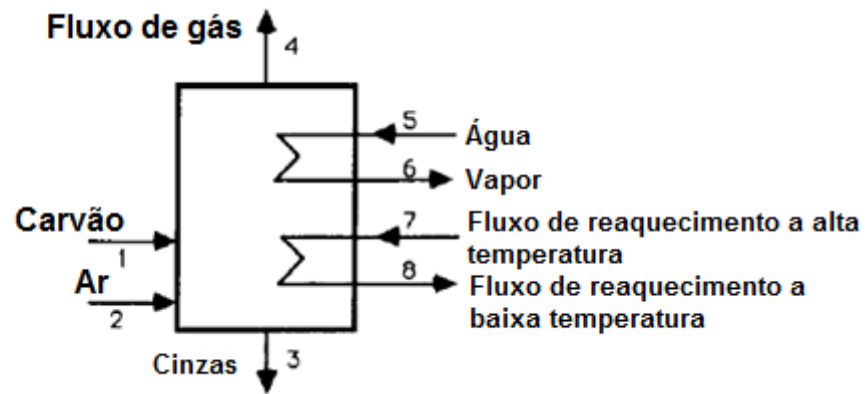


Figura 2-15 Fluxos de massa em uma caldeira

Fonte: Tsarsaronis (1993)

$$\dot{E}_p = (\dot{E}_6^{\text{TOT}} - \dot{E}_5^{\text{TOT}}) + (\dot{E}_8^{\text{TOT}} - \dot{E}_7^{\text{TOT}}) \quad (2.44)$$

$\dot{E}_p$  = taxa de exergia do produto

$\dot{E}_5^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de água

$\dot{E}_6^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de vapor

$\dot{E}_7^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de reaquecimento a alta temperatura

$\dot{E}_8^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de reaquecimento a baixa temperatura

$$\dot{E}_c = \dot{E}_1^{\text{TOT}} + \dot{E}_2^{\text{TOT}} - \dot{E}_3^{\text{TOT}} - \dot{E}_4^{\text{TOT}} \quad (2.45)$$

$\dot{E}_c$  = taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_1^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de carvão

$\dot{E}_2^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo ar

$\dot{E}_3^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de cinzas

$\dot{E}_4^{\text{TOT}}$  = taxa de exergia total do fluxo de gás de combustão

O processo de combustão é um processo muito difícil de se modelar devido a presença de inúmeras irreversibilidades. As principais fontes de ineficiências em processos de combustão são: fricção, mistura, reação química, transferência de calor e perdas de exergia (Tsatsaronis et al., 2013). A partir deste conceito, essas irreversibilidades podem ser quantificadas através da perda e destruição de exergia.

- Fricção

A destruição por fricção é causada pela queda de pressão. Tsatsaronis et al. (2013) fornece a equação 2.46 para calcular a destruição de exergia na fricção:

$$\dot{E}_{D,fr} = -T_0 \dot{m} \int \frac{v dp}{T} T_{ah} \quad (2.46)$$

$\dot{E}_{D,fr}$  = taxa de destruição de exergia por fricção

$\dot{m}$ = vazão mássica

$T_0$ = temperatura do estado morto

$v$ = volume específico

$dp$ = diferencial de pressão

$T$  = temperatura

$T_{ah}$ = temperatura média do fluxo quente

Ainda assim, a exergia destruída devido a fricção é muito menor que a causada pela reação química ou pela transferência de calor (TSATSARONIS et al., 2013).

- Reação química

É umas das principais fontes de destruição de exergia no processo de combustão. Há alguns métodos utilizados para diminuir a perda de exergia nesse processo, estes métodos estão relacionados com o aumento da temperatura dos produtos que acarreta na diminuição da taxa de geração de entropia (TSATSARONIS et al., 2013).

Uma destas formas de diminuir a ineficiência do processo é o enriquecimento de oxigênio na combustão. Isso leva a uma redução da dissociação de nitrogênio (do combustível) e aumento da temperatura dos produtos. Com isso, uma diminuição na taxa de produção de entropia ocorre (KOTAS, 1985).

Kotas (1985) explica outra forma para aumentar a eficiência da reação química, que seria a combustão a volume constante. Esta alternativa necessitaria de uma mudar na natureza do processo. Portanto, esta alternativa não é viável.

Kotas (1985) e Tsatsaronis et al. (2013) citam também a alternativa de pré-aquecer os reagentes, aumentando a temperatura dos produtos. Esta é a maneira mais comum de aumentar a eficiência de uma reação química.

- Transferência de calor

Na combustão, a transferência de calor ocorre continuamente durante todo o processo. A exergia destruída na reação química e na transferência de calor representa a maior parte da destruição de exergia no processo (TSATSARONIS et al., 2013).

A equação 2.47 presente no trabalho de Tsatsaronis et al. (2013) é utilizada para calcular a exergia destruída na transferência de calor.

$$\dot{E}_{D,tq} = T_0 \cdot \dot{Q} \cdot \frac{T_{ah} - T_{ac}}{T_{ah} \cdot T_{ac}} \quad (2.47)$$

$\dot{E}_{D,tq}$ = taxa de destruição de exergia por troca de calor

$T_0$ = temperatura do estado morto

$\dot{Q}$ = taxa de transferência de calor

$T_{ah}$ = temperatura média do fluxo quente

$T_{ac}$ =temperatura média do fluxo frio

- Exergia perdida

Essa fonte de ineficiência é causada principalmente por perda de calor para o ambiente e pode ser calculada pela expressão 2.48 (TSATSARONIS et al., 2013).

$$\dot{E}_{L,Q} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_a} \right) \quad (2.48)$$

$\dot{E}_{L,Q}$ = taxa de exergia perdida na transferência de calor

$\dot{Q}$ = taxa de transferência de calor

$T_0$ = temperatura do estado morto

$T_a$ = temperatura do ambiente

## 2.8 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI EM PLANTAS DE COGERAÇÃO

Análise exergética é também chamada de análise de segunda lei. Li (1989) fornece os parâmetros apresentados para uma análise de segunda lei. Estes critérios de rendimento são análogos aos da primeira lei citados no item 2.2, porém os termos energéticos são substituídos por termos exergéticos.

- Razão dos produtos da cogeração

$$\beta_{cg} = \frac{E_Q}{E_W} \quad (2.49)$$

$\beta_{cg}$ = razão dos produtos da cogeração em termos exergéticos

$E_Q$ = exergia na forma de calor produzida pelo ciclo de cogeração

$E_W$ = exergia na forma de trabalho produzida pelo ciclo de cogeração

- Eficiência

$$\varepsilon_{cg} = \frac{E_W}{E_C} \quad (2.50)$$

$\varepsilon_{cg}$ = eficiência exergética do ciclo de cogeração

$E_C$ = exergia fornecida pelo combustível



$E_W$  = exergia na forma de trabalho produzida pelo ciclo de cogeração

- Fator de utilização de disponibilidade

$$AUF = \varepsilon_{cg}(1 + \beta_{cg}) \quad (2.51)$$

Fator de utilização de disponibilidade

$\varepsilon_{cg}$  = eficiência exergética no ciclo de cogeração

$\beta_{cg}$  = razão dos produtos da cogeração em termos exergéticos

- Taxa de economia de disponibilidade de combustível

$$FASR = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{cg} \left( \frac{\beta_{cg} + 1}{\varepsilon_b + \varepsilon_{cg}} \right)} \quad (2.52)$$

$\beta_{cg}$  = razão dos produtos da cogeração em termos exergéticos

$\varepsilon_{cg}$  = eficiência exergética no ciclo de cogeração

$\varepsilon_b$  = eficiência exergética caldeira

Outros índices de rendimento podem ser utilizados. Tsatsaronis (1993) cita outros critérios, sendo estes:

- Eficiência exergética

Este critério tem caráter subjetivo uma vez que não é unânime os conceitos de produto e combustível. As definições e equações para o seu cálculo foram apresentadas no item 2.6.2.

- Exergia destruída

Este critério de rendimento calcula a exergia que é destruída devido à geração de entropia e pode ser calculado pela equação 2.18.

- Taxas de destruição de exergia

As taxas de destruição de exergia são parâmetros úteis na avaliação da destruição de exergia e comparação de componentes de um sistema térmico.

- Destruição total de exergia

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (2.53)$$

$y_D^*$  = destruição total de exergia

$\dot{E}_D$  = taxa de destruição de exergia no componente

$\dot{E}_{D,tot}$  = taxa de destruição de exergia total

- Destruição de exergia do combustível

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_F} \quad (2.54)$$

$y_D$  = destruição de exergia do combustível

$\dot{E}_D$  = taxa de destruição na câmara de combustão

$\dot{E}_F$  = taxa de exergia fornecida pela vazão de combustível

- Destruição de exergia do produto

$$y_D^{**} = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_P} \quad (2.55)$$

$y_D^{**}$  = destruição de exergia do produto

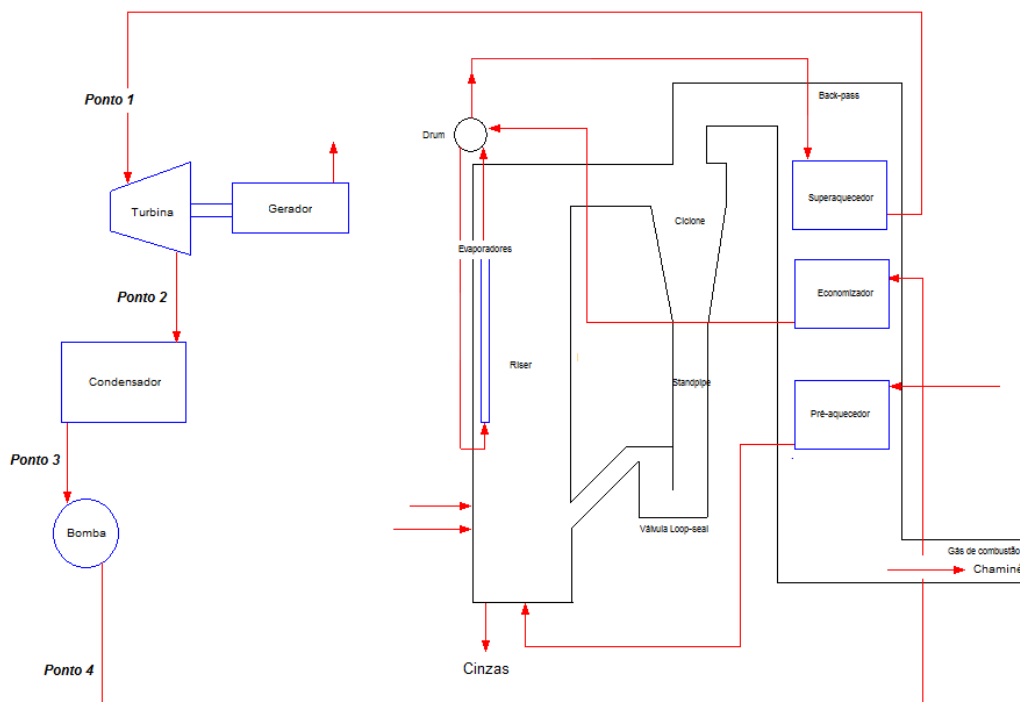
$\dot{E}_D$  = taxa de destruição de exergia na turbina

$\dot{E}_P$  = taxa de exergia produzida pela turbina

### 3 METODOLOGIA

O presente trabalho será realizado a partir de uma configuração de uma planta de cogeração com ciclo Rankine. A análise da planta de cogeração será feita através de simulação no software EES.

A figura 3-1 ilustra a planta de cogeração considerada neste trabalho, em que há presente os principais elementos em um ciclo Rankine.

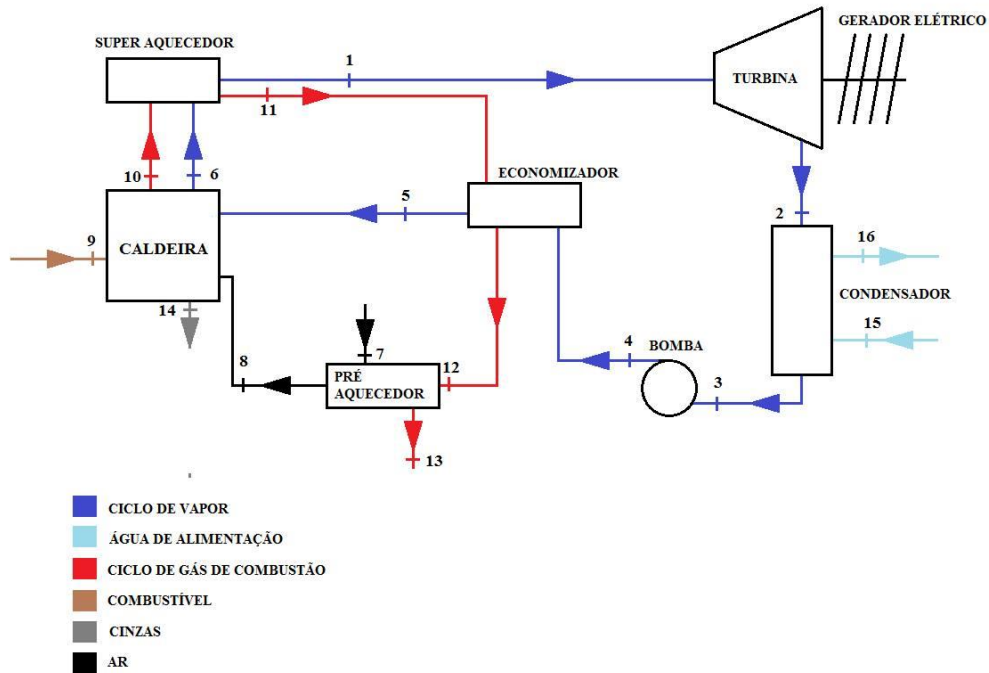


**Figura 3-1** Planta de cogeração a vapor com caldeira de leito fluidizado circulante

A caldeira é do tipo leito fluidizado circulante, com um evaporador, super aquecedor, economizador e pré aquecedor. Os outros componentes são a turbina a vapor, o gerador, condensador e a bomba. Esta planta será considerada uma planta de cogeração com a configuração top bottom.

Para esta planta, o calor útil será considerado o calor rejeitado pelo condensador, esta aproximação é realizada em virtude da natureza da planta.

Para simplificar a análise desta planta e a avaliação das propriedades pontualmente, um modelo esquemático é proposto e representado na Figura 3-2.



**Figura 3-2 Modelo simplificado da planta de cogeração**

As características da planta representada na figura 3-2 são listadas na tabela 3-1, será a partir dos dados nela contidos que a análise exérgica será baseada.

**Tabela 3-1 Dados da planta de cogeração**

	Carvão mineral	Biomassa
Energia elétrica gerada	200 kW	200 kW
Eficiência do gerador elétrico	95 %	95 %
Calor cedido pelo evaporador		
Excesso de ar	20	20
Eficiência global no ciclo de cogeração	87,78 %	85,47 %
Eficiência global no ciclo convencional	30,5 %	30,5 %
Eficiência da caldeira	88,49 %	91,51%
Eficiência isentrópica da turbina	78 %	78 %
Eficiência isentrópica da bomba	80 %	80 %

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas e taxas de exergia, as seguintes hipóteses serão adotadas.

- Os processos de expansão e compressão são irreversíveis
- A exergia física do combustível é zero
- Gás de combustão e ar serão considerados gases ideais
- A variação de energia potencial e cinética é nula
- A cinza será avaliada como SiO<sub>2</sub> (silicato)
- O estado morto será considerado T=25 °C P= 1 atm
- A temperatura de entrada da água de alimentação do condensador é de 25 °C
- A temperatura de saída da água de alimentação do condensador é de 40 °C

A partir das hipóteses citadas previamente, será possível calcular os termos exergéticos por meio da equação 3.1.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.1)$$

$e$  = exergia específica

$h$  = entalpia específica

$h_0$  = entalpia específica no estado morto

$T_0$  = temperatura do estado morto

$s$  = entropia específica

$s_0$  = entropia específica no estado morto

A equação 3.1 tem a limitação de ser apenas aplicável para sistemas onde não há reação química. Portanto na câmara de combustão outras equações irão auxiliar nos cálculos das parcelas químicas dos termos exergéticos. A equação 3.2 será utilizada para o cálculo da exergia química do combustível e foi proposta por Szargut and Styrylska (1964).

$$\bar{e}^{qui} = \beta \cdot PCI \quad (3.2)$$

$\bar{e}^{qui}$  = exergia química na base molar

$\beta$  = coeficiente de correção

PCI = poder calorífico inferior

Para o cálculo do PCI, é utilizada a seguinte equação fornecida por Z.T. Lian et. Al (2010).

$$PCI = (1 - w_{wb}) \cdot PCS - E_w \cdot H_w \cdot m_{H_2O} - E_w \cdot w_{wb} \quad (3.3)$$

PCI= poder calorífico inferior

$w_{wb}$ = umidade do combustível

PCS= poder calorífico superior

$E_w$ = energia necessária para evaporar a água por unidade de massa

$H_w$ = quantidade de hidrogênio presente no combustível na base úmida

$m_{H_2O}$ = massa de água criada por unidade de massa de hidrogênio presente no combustível

O cálculo do coeficiente de correção depende essencialmente do combustível e seus compostos, as equações 3.4, 3.5 e 3.6 fornecem o valor de beta para diferentes composições de biomassa e. A equação 3.6 fornece para o carvão mineral.

$$\beta = 1,0438 + 0,0158 \cdot \frac{H}{C} + 0,0813 \cdot \frac{O}{C} \quad \text{para } \frac{O}{C} \leq 0,5 \quad (3.4)$$

$$\beta = \frac{1,0414 + 0,0177 \cdot \frac{H}{C} + 0,3328 \cdot \frac{O}{C} \cdot (1 + 0,0537 \cdot \frac{H}{C})}{1 - 0,4021 \cdot \frac{O}{C}} \quad \text{para } 0,5 \leq \frac{O}{C} \leq 2 \quad (3.5)$$

$$\beta = 1,0438 + 0,0158 \cdot \frac{H}{C} + 0,0813 \cdot \frac{O}{C} + 0,0471 \cdot \frac{N}{C} \quad (3.6)$$

H= quantidade de hidrogênio em base molar

O= quantidade de oxigênio em base molar

C= quantidade de carbono em base molar

N= quantidade de nitrogênio em base molar

Para o cálculo da exergia química de misturas de gases como o gás de combustão de o ar, será utilizada a equação 3.7.

$$\bar{e}^{qui} = \sum x_k \bar{e}_k^{qui} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (3.7)$$

$\bar{e}_k^{qui}$ =exergia química específica na base molar do elemento k

$\bar{R}$ = constante universal dos gases ideais em base molar

$T_0$ = temperatura do estado morto

$x_k$ = fração molar do elemento k

Para ser possível encontrar o valor dos termos exergéticos químicos, será necessário utilizar a exergia química padrão de alguns elementos químicos. A tabela 3-2 apresenta estes valores.

**Tabela 3-2 Exergia química padrão**

Substância	Formula química	Exergia química padrão (kJ/kg)
Nitrogênio	$N_2$	0,72
Oxigênio	$O_2$	3,97
Dióxido de Carbono	$CO_2$	19,48
Vapor	$H_2O$	9,5
Dióxido de enxofre	$SO_2$	313,4

Fonte: adaptado (Bejan et. al, 1998)

Para o cálculo da exergia destruída, será utilizado o balanço de exergia (equação 3.8) para volumes de controle, desenvolvido a partir do balanço de energia e de entropia.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_{ent} \dot{m}_e e_e - \sum_{sai} \dot{m}_s e_s + \dot{E}_d \quad (3.8)$$

$T_0$ = temperatura no estado morto

$T_j$ = temperatura na troca de calor

$\dot{Q}_j$ = taxa de transferência de calor

$\dot{W}_{vc}$ = taxa de transferência de trabalho

$\dot{m}_e$ = vazão mássica na entrada do volume de controle

$e_e$ = exergia específica no fluxo de massa na entrada

$e_s$ = exergia específica no fluxo de massa na saída

$\dot{m}_s$ = vazão mássica na saída do volume de controle

$\dot{E}_d$ = taxa de destruição de exergia

Nos subitens seguintes, serão apresentadas as equações utilizadas e os parâmetros a serem avaliados.

### 3.1 CALDEIRA

De acordo com a literatura, a caldeira é o componente onde ocorre a parte da destruição de exergia em um ciclo real, isso devido a existência do processo de combustão e seu caráter irreversível.

Das várias formas de avaliar eficiência exergética neste componente, neste trabalho será considerado que a função primordial de uma caldeira é transformar a exergia química de um combustível em exergia física. Partindo deste princípio a equação que fornecerá a eficiência de segunda lei para a caldeira será:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{E}_6^{\text{FIS}} - \dot{E}_5^{\text{FIS}} - \dot{E}_8^{\text{FIS}})}{(\dot{E}_{14}^{\text{QUI}} + \dot{E}_8^{\text{QUI}} - \dot{E}_{10}^{\text{QUI}})} \quad (3.9)$$

$\dot{E}_5^{\text{FIS}}$  = parcela física da taxa exergética do fluxo de água que entra na caldeira

$\dot{E}_6^{\text{FIS}}$  = parcela física da taxa exergética do fluxo de vapor que sai da caldeira

$\dot{E}_8^{\text{FIS}}$  = parcela física da taxa exergética do fluxo de ar

$\dot{E}_8^{\text{QUI}}$  = parcela química da taxa exergética do fluxo de ar

$\dot{E}_{10}^{\text{QUI}}$  = parcela química da taxa exergética do fluxo de gás de combustão

$\dot{E}_{14}^{\text{QUI}}$  = parcela química da taxa exergética do fluxo de combustível

### 3.2 TROCADORES DE CALOR

Em um trocador de calor fechado, a avaliação da eficiência exergética é mais simples devido a ausência de qualquer reação química. Neste caso, é possível considerar que todos os trocadores de calor presentes nesta planta (super aquecedor, economizador e pré aquecedor) são trocadores de calor fechado com o objetivo de aumentar a exergia do fluxo de água e ar, através da transferência de calor do gás de combustão.



Com esta perspectiva, a eficiência exergética para estes componentes é a razão entre a diferença positiva de exergia dos fluxos de água e de gás, assim como representada na equação 3.10.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.10)$$

$\dot{E}_1$  = taxa exergética do fluxo do fluido frio ao entrar no trocador de calor

$\dot{E}_2$  = taxa exergética do fluxo fluido frio ao sair do trocador de calor

$\dot{E}_3$  = taxa exergética do fluxo do fluido quente ao entrar no trocador de calor

$\dot{E}_4$  = taxa exergética do fluxo do fluido quente ao sair do trocador de calor

O outro trocador de calor presente na planta é o condensador que tem uma função diferente, resfriar o fluxo de vapor. Desta forma a eficiência exergética é definida pela equação 3.11.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_2 - \dot{E}_1} \quad (3.11)$$

$\dot{E}_1$  = taxa exergética do fluxo do fluido frio ao entrar no trocador de calor

$\dot{E}_2$  = taxa exergética do fluxo fluido frio ao sair do trocador de calor

$\dot{E}_3$  = taxa exergética do fluxo do fluido quente ao entrar no trocador de calor

$\dot{E}_4$  = taxa exergética do fluxo do fluido quente ao sair do trocador de calor

### 3.3 BOMBA

Numa bomba, através da energia fornecida em forma de trabalho, é possível o aumento da pressão e temperatura do fluido. Do ponto de vista exergético isso quer dizer que este equipamento recebe exergia e a transfere para o fluido através de pressão.

Assim sendo, equação para eficiência exergética em uma bomba fica da seguinte forma.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_b} \quad (3.12)$$

$\dot{E}_1$ =taxa exergética do fluxo de água ao entrar na bomba

$\dot{E}_2$ =Taxa exergética total do fluxo de água na saída da bomba

$\dot{W}_b$ =potência fornecida a bomba

### 3.4 TURBINA

Este elemento funciona de maneira inversa a uma bomba, em que através da variação da pressão trabalho é produzido, assim fica claro que a exergia do fluido é transformada em trabalho, portanto a eficiência exergética pode ser definida conforme a equação 3.4.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_t}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (3.13)$$

$\dot{W}_t$ =potência produzida pela turbina

$\dot{E}_1$ =taxa exergética do fluxo de vapor ao entrar na turbina

$\dot{E}_2$ =taxa exergética no fluxo de vapor ao sai na turbina

### 3.5 ANÁLISE GLOBAL

Além da análise e avaliação de os componentes individualmente, o presente trabalho calcula parâmetros referentes ao desempenho global do ciclo. Com auxílio da segunda lei da termodinâmica e do conceito de exergia, para um efeito comparativo entre os diferentes combustíveis, os seguintes parâmetros serão calculados.

- Eficiência exergética global

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{W}_t + (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) - \dot{W}_b}{\dot{E}_c + \dot{E}_{ar}} \quad (3.14)$$

$\dot{W}_b$ =Trabalho fornecido a bomba

$\dot{W}_t$ =potência fornecida pela turbina

$\dot{E}_2$ =taxa de exergia do fluido frio ao sair do condensador

$\dot{E}_1$ =taxa de exergia do fluido frio ao entrar no condensador

$\dot{E}_c$ =taxa de exergia do combustível

$\dot{E}_c$ =taxa de exergia total do combustível

$\dot{E}_{ar}$ =taxa de exergia total do ar de combustão

- Fator de utilização de disponibilidade

$$AUF = \varepsilon_{cg}(1 + \beta_{cg}) \quad (3.15)$$

$\varepsilon_{cg}$ = eficiência exergética do ciclo de cogeração

$\beta_{cg}$ =razão calor-trabalho em termo exergéticos

- Taxa de economia de combustível

$$FASR = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{cg}\left(\frac{\beta_{cg} + 1}{\varepsilon_b} + \frac{1}{\varepsilon_c}\right)} \quad (3.16)$$

$\beta_{cg}$ =razão calor-trabalho em termos exergéticos

$\varepsilon_c$ = eficiência exergética do ciclo convencional

$\varepsilon_b$ = eficiência exergética da caldeira em um ciclo convencional

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados foram obtidos a partir de simulação e das equações mencionadas no item 3. Nos subitens subsequentes serão apresentados todos os parâmetros calculados tanto para a biomassa quanto para o carvão mineral.

### 4.1 ANÁLISE EXERGÉTICA DA BIOMASSA

Para a planta de cogeração considerada os fluxos de exergias para todos os pontos são apresentados na tabela a seguir.

**Tabela 4-1 Taxas de fluxo de exergia**

<b>Ponto</b>	<b>Física (kJ/kg)</b>	<b>Química (kJ/kg)</b>	<b>Total</b>
1	1187.00	0.00	1187.00
2	155.80	0.00	155.80
3	2.81	0.00	2.81
4	4.86	0.00	4.86
5	119.40	0.00	119.40
6	913.10	0.00	913.10
7	0.00	0.00	0.00
8	4.52	17.47	21.99
9	0.00	17889.00	17889.00
10	503.20	79.32	582.52
11	269.20	0.00	269.20
12	59.55	0.00	59.55
13	40.71	0.00	40.71
14	381.40	0.00	381.40
15	0.00	0.00	0.00
16	20.81	0.00	20.81

Com os valores presentes na tabela 4-1 foram gerados os valores da taxa de destruição de exergia e eficiência exergetica para cada componente. Os resultados são apresentados nas tabelas 4-2 e 4-3.

**Tabela 4-2 Taxa de destruição de exergia**

<b>Componente</b>	<b>Valor (kW)</b>
Turbina	59,39
Condensador	22,32
Bomba	0.12
Economizador	56.74
Caldeira	588.10
Super Aquecedor	25.66
Pré Aquecedor	6.15

**Table 4-3 Eficiência exergetica**

<b>Componente</b>	<b>Valor (%)</b>
Turbina	79,13%
Condensador	37,29%
Bomba	81.28%
Economizador	34.25%
Caldeira	41.09%
Super Aquecedor	73.35%
Pré Aquecedor	20.69%
Global	25.33%

Os dois parâmetros calculados para cada componente da planta de potência a vapor são a taxa de destruição de exergia e eficiência exergetica. Para a turbina, os valores encontrados estão dentro do esperado para um caso ideal.

No condensador, temos uma eficiência de 37,29% quando considerado que a função do condensador é aquecer a água de alimentação e gerar calor útil, porém o componente apresenta

baixa eficiência neste processo o que determina uma queda na eficiência global da planta de cogeração.

Portanto baixa eficiência do condensador apresenta considerável impacto na eficiência.

A bomba apresenta o maior rendimento e a menor taxa de destruição de exergia, e assim como a turbina os valores estão dentro da normalidade.

Além disso, a bomba fornece uma quantidade muito pequena de energia e pouco influencia no rendimento global do ciclo, portanto sua alta eficiência não possui muito peso no comportamento do ciclo.

O rendimento do economizador é baixo, mas não compromete a eficiência global do ciclo. A baixa eficiência deste componente pode ser causada devido a limitação de que a água não pode evaporar ainda no economizador, sendo assim grande parte da exergia contida no gás de combustão é desperdiçado e perdido.

O super aquecedor apresenta a segunda maior eficiência entre os trocadores de calor, ficando atrás apenas do condensador, porém como já dito, o condensador é apenas eficaz para o ciclo de vapor e não para o ciclo de cogeração. Sendo assim, o super aquecedor desempenha um papel positivo, aumentando a eficiência global do ciclo.

O pré aquecedor também apresenta baixa eficiência, tendo a maior parte da sua exergia destruída. Para esta caldeira, a temperatura mínima que o gás de combustão pode ter na chaminé é 200°C, muito provavelmente esta limitação contribuiu para o baixo rendimento do pré aquecedor.

Numa análise energética do mesmo ciclo, o rendimento global é de 94,3%, expressivamente superior a eficiência exérgica calculada de 21,61%. Porém estes dois parâmetros não podem ser comparados entre si, a eficiência de primeira lei neste caso leva em conta a energia produzida em relação a energia absorvida pelo fluido de trabalho, não levando em consideração o calor total gerado pela queima de combustível.

Se levar em consideração, assim como foi feito para a eficiência de primeira lei, apenas a exergia passada para o fluido de trabalho, um novo valor para a eficiência exérgica de 94,96% é calculado. Este valor faz mais sentido de ser comparado, e mostra que no ciclo do vapor, há exergia é altamente aproveitada.

Entretanto, este valor apenas retrata que o comportamento do ciclo de vapor possui um alto rendimento. O primeiro valor da eficiência exergética de 25,33% analisa de forma mais profunda o comportamento da planta, incluindo em seu resultado a parcela que a caldeira possui de influência e mostra que ela é fonte de grande parte da destruição de exergia.

#### 4.2 ANÁLISE EXERGÉTICA DO CARVÃO MINERAL

Com o uso do carvão mineral como fonte de energia, alguns valores do fluxo de exergia se alteram no ciclo do gás de combustão, porém quanto ao ciclo de vapor, os resultados são os mesmos. Isto se deve ao fato da produção de trabalho mecânico e calor útil se manter constante.

**Tabela 4-4 Fluxos de exergia com o uso do carvão mineral**

Ponto	Física (kJ/kg)	Química (kJ/kg)	Total
1	1187,00	0	1187,00
2	155,80	0	155,80
3	2,81	0	2,81
4	4,86	0	4,86
5	119,40	0	119,40
6	913,10	0	913,10
7	0	0	0
8	4,52	17,47	21,99
9	0	26417,00	26417,00
10	519,80	96,58	616,38
11	277,50	96,58	374,08
12	60,18	96,58	156,76
13	39,79	96,58	136,37
14	381,40	0	381,40
15	0	0	0
16	20,81	0	20,81

**Tabela 4-5 Exergia destruída com o uso de carvão mineral**

Componente	Valor (kW)
Turbina	55,51
Condensador	22,32
Bomba	0,12

Economizador	57,80
Caldeira	547,50
Super Aquecedor	26,71
Pré Aquecedor	6,51

**Tabela 4-6 Eficiência exergética com o uso de carvão mineral**

<b>Componente</b>	<b>Valor (%)</b>
Turbina	79,13%
Condensador	37,29%
Bomba	81,28%
Economizador	33,84%
Caldeira	42,94%
Super Aquecedor	72,56%
Pré Aquecedor	20,58%
Global	26,19%

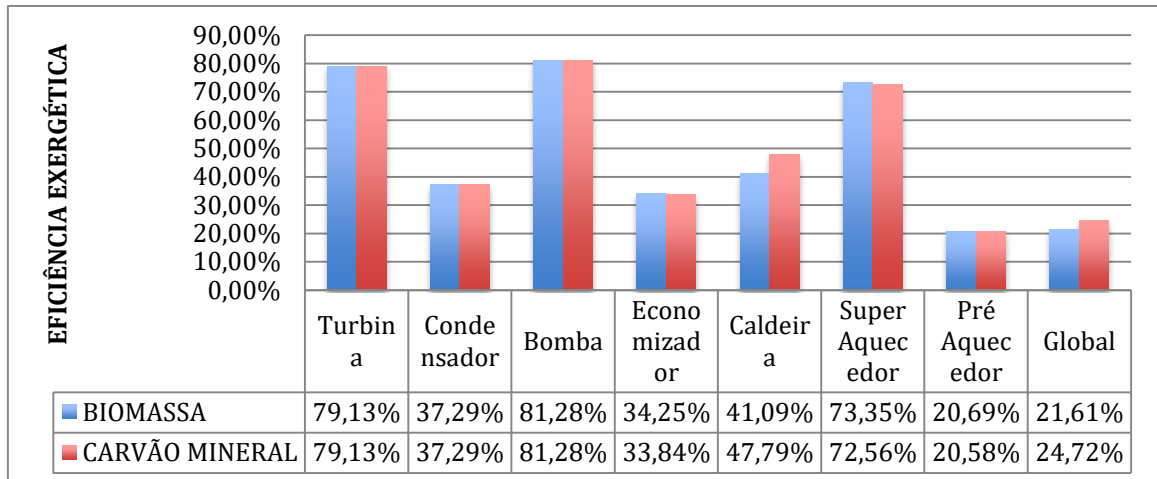
No ciclo de potência a vapor, para os elementos que dependem unicamente das propriedades do vapor como a turbina, bomba e condensador, todos os parâmetros possuem um mesmo valor pois o ciclo possui trabalho mecânico e calor útil gerado constantes.

Mesmo os componentes com diferença no rendimento não possuem valores que diferem consideravelmente do que é encontrado na literatura, portanto em uma análise exergética pura e individual, as mesmas considerações feitas para o ciclo operado com biomassa se aplicam para o ciclo operado com carvão mineral.

### 4.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS COMBUSTÍVEIS

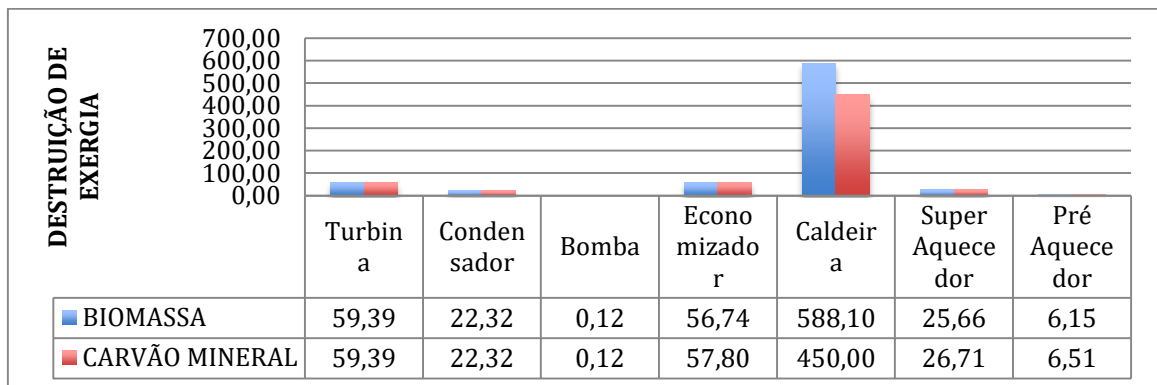
Mesmo com a mudança de combustível os rendimentos do ciclo a vapor não mudaram, com exceção do economizador e super aquecedor que trocaram calor com o gás de combustão de diferente composição e temperatura. Já os outros componentes apresentaram novos valores conforme é possível verificar na figura 4-1.





**Figura 4-1 Comparação da eficiência exergráfica de cada componente**

A figura 4-2 apresenta também uma outra comparação entre os componentes, em relação a taxa de destruição de exergia.



**Figura 4-2 Comparação de destruição de exergia**

#### 4.3.1 Economizador

O ciclo operado a biomassa apresenta rendimento levemente superior no economizador, a principal diferença está na temperatura dos gases de combustão durante a troca de calor, a queima do carvão mineral gera gases a maiores temperaturas, portanto com maior exergia. Como o economizador produz apenas água quente, não podendo evaporá-la, o maior valor exergráfico dos gases é desperdiçado e assim há uma maior perda de exergia. Apesar disso, a diferença de rendimento é mínima devido e não apresenta grande influência no rendimento global.

Se tratando da destruição de exergia, no economizador ela é insignificante considerando todo o ciclo.

#### 4.3.2 Superaquecedor e Pré Aquecedor

No super aquecedor e pré aquecedor acontece o mesmo, um rendimento maior quanto utilizado a biomassa como combustível. Porém mesmo com esse aumento, não representa um aumento significativo na eficiência.

Também não há destruição significativa da exergia quando analisado o ciclo por completo.

#### 4.3.3 Caldeira

A caldeira é o único componente em que há um maior rendimento com o uso de carvão mineral. O aumento de eficiência está diretamente relacionado ao potencial exergético de cada combustível.

O carvão mineral possui exergia química de 23.822 kJ/kg e a biomassa de 17.889 kJ/kg, esta diferença acarreta em uma pequena melhora de desempenho para o carvão mineral, porém mesmo pequena já influencia a eficiência global do sistema como será discutido no próximo item.

Quando comparado com o rendimento energético, nota-se uma contradição. Do ponto de vista energético, a caldeira apresenta uma eficiência maior quando operada com biomassa de 91,51% e 88,49% quando operada com carvão mineral.

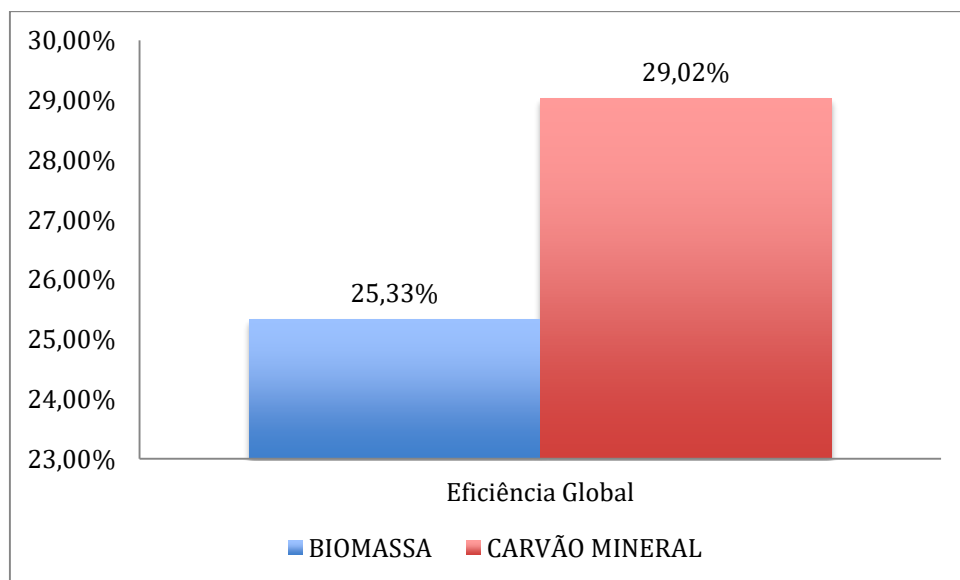
Estes valores mostram como a eficiência exérgica complementa análise de um ciclo, do ponto de vista de energia, a queima da biomassa consegue transmitir maior energia ao fluido de trabalho. Quando uma análise exérgica é feita, é possível qualificar essa energia absorvida

pelo fluido e verificar que a energia transferida com a queima do carvão é de melhor qualidade e tem mais disponibilidade para gerar trabalho.

A destruição de exergia na caldeira é resultado da natureza irreversível do processo de combustão e era esperado uma maior destruição de exergia na caldeira operada com carvão mineral, isso pelo maior teor de cinzas presentes no combustível e também maior temperatura das mesmas. Porém os resultados mostram que a queima da biomassa resultou numa maior taxa de destruição de exergia, o que demonstra que as cinzas não são as principais fontes de destruição de exergia, mas sim a natureza da reação de combustão.

Portanto, a partir dos resultados e considerações feitas, é possível assumir que o carvão possui um maior rendimento na reação de combustão do ponto de vista exergético.

#### 4.3.4 Eficiência Global



**Figura 4-3 Comparação eficiência global**

O Principal parâmetro de rendimento mostra um aumento quando a planta é operada com carvão mineral. Pelos outros parâmetros é possível perceber que o aumento da eficiência da caldeira contribuiu para o melhor aproveitamento da exergia presente no combustível, mesmo com as eficiências do super aquecedor e do economizador mais baixas.

Isso comprova que para esta planta, ineficiência da caldeira tem grande peso na eficiência do ciclo. Mesmo o aumento de eficiência dos trocadores de calor quando a planta é operada com biomassa não tiveram tanta influência no rendimento global quanto o processo de combustão.

Também é possível comparar os resultados da análise energética com os obtidos no presente trabalho. Numa análise de primeira lei, assim como na caldeira, o ciclo com biomassa como combustível apresenta maior eficiência e novamente com uma análise de segunda lei é possível verificar que a energia proveniente do carvão mineral possui maior potencial de uso.

#### 4.3.5 Fator de Utilização de Disponibilidade

Este índice de rendimento quantifica o quão eficiente é o uso da exergia disponível numa planta de cogeração. Para ambos combustíveis o valor encontrado é baixo, com o uso do carvão mineral o AUF apresenta valor de 0,3619 e com o uso da biomassa o valor do AUF diminuiu para 0,3163.

Ambos os resultados demonstram que a planta sugerida não possui uma configuração que beneficie a cogeração, o que explica a baixa eficiência global da planta. Em outras palavras o fator de utilização de disponibilidade revela que o uso do calor residual de forma a produzir calor útil pouco melhora o rendimento da planta e grande parte da exergia ainda é destruída.

Como este parâmetro de rendimento é diretamente influenciado pela eficiência global da planta, o resultado apresentado corresponde ao esperado, com um melhor uso da exergia quando a caldeira é operada com carvão mineral como combustível.

#### 4.3.6 Taxa de Economia de Exergia de Combustível

Assim como o fator de utilização de disponibilidade, a taxa de economia de exergia de combustível (FASR) ajuda a avaliar o quão benéfico é o uso de cogeração em uma determinada planta de potencia. Este parâmetro apresentou resultados muito próximos tanto para o carvão mineral (FASR=0,3081) quanto para a biomassa (FASR=0,3095).

Estes valores próximos são muito baixos quando comparados com o ideal, o que reforça que a planta considerada não possui uma configuração propícia para a cogeração, tendo pouco efeito na melhora de rendimento global o uso do calor residual.

## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve a finalidade de analisar do ponto de vista exergético os principais parâmetros de rendimento para uma planta de potência a vapor utilizando um sistema de cogeração e uma caldeira de leito fluidizado com dois combustíveis diferentes.

Os combustíveis analisados foram o carvão mineral e a biomassa produzida a partir do cavaco de madeira (serragem). Alterando o combustível utilizado, esperava-se analisar e comparar o rendimento de cada componente e verificar os benefícios exergéticos que cada combustível teria.

Ao se analisar os parâmetros de rendimentos globais (eficiência exergética, taxa de utilização de disponibilidade e fator de econômica de exergia de combustível) fica evidente que a configuração da planta avaliada não é recomendada para cogeração. Mesmo com o aproveitamento do calor residual, do ponto de vista exergético a eficiência pouco aumenta quando considerado a exergia presente no combustível.

Outro índice que demonstra que a planta analisada não apresenta real ganho de rendimento quando utilizada para cogeração é a taxa de destruição de exergia presente no condensador. Diferente do que era esperado, o condensador apresentou maior destruição de exergia que a caldeira, sendo a principal fonte de ineficiência para a cogeração.

A considerável taxa de destruição de exergia no condensador é explicada pela água de alimentação. Com a configuração analisada, foi estimada uma condição final da água de alimentação é próxima a 40°C e 1 atm, portanto não há mudança de estado físico e mesmo com o calor absorvido a água de alimentação é líquido comprimido ao sair do condensador. Neste estado, apesar do calor absorvido, muito pouco tem um potencial de uso, isso devido a o estado da água ser líquido comprimido, que não possui alta capacidade de gerar trabalho.

Concluindo, grande parte da exergia presente no vapor é destruída quando o calor é transferido para a água de alimentação, é seguro afirmar que se o calor residual do sistema fosse utilizado para aquecer vapor, a taxa de destruição de exergia no condensador diminuiria e a eficiência global aumentaria.

Uma segunda análise mostra que a eficiência global aumenta consideravelmente quando a caldeira queima carvão mineral e apresenta uma eficiência da caldeira maior. Esse aumento de

eficiência leva a conclusão que o rendimento da caldeira é o principal fator a ser estudado para um melhor controle da eficiência global.

Com a mudança de combustível, pode-se notar que a combustão apresenta uma diferença de rendimento quando comparado ao rendimento energético. A análise exergética da caldeira auxilia a compreender que o carvão mineral possui maior qualidade de energia e apenas com a substituição da biomassa pelo carvão mineral já acarreta em um aumento da eficiência de uso da energia.

Portanto, a partir das considerações realizadas pode-se admitir que o uso do carvão mineral é mais interessante do ponto de vista exergético, porém a mudança de combustível é apenas um dos elementos que altera o desempenho da caldeira, sendo este elemento um dos grandes responsáveis pela eficiência global do ciclo juntamente com o condensador.

Como é na caldeira e no condensador que estão as principais fontes de ineficiência e destruição de exergia são nestes processos que estão os pontos de melhorias, como já foi comentado a taxa de destruição de exergia no condensador é grande devido ao estado físico da água de alimentação e pouco depende do combustível utilizado. Na caldeira, a natureza da reação de combustão e a sua irreversibilidade são as principais responsáveis pela grande taxa de destruição e dependem diretamente do tipo de combustível, o carvão mineral possui maior exergia química e isto leva a um melhor uso da energia contida no combustível.

Finalmente, o presente trabalho conclui que a análise exergética determinou que embora os parâmetros energéticos mostrem que a planta de cogeração em questão tenha maior rendimento quando operada utilizando biomassa como fonte de energia, o carvão mineral transmite energia de maior qualidade para o ciclo e faz melhor uso da exergia do combustível.

## 6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Agência Internacional de Energia. **World energy outlook**. França - <http://www.iea.org>. 596 p. 2006. Acessado em 10 de Janeiro 2014.

Agência Internacional de Energia. **Cogeneration and district energy**. Bélgica - <http://www.iea.org>. 42 p. 2009. Acessado em 20 de Dezembro 2013.

Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica brasileira**. Brasília: ANEEL. 152 p. 2002

Balestieri, J. A. **Cogeração**. Editora da UFSC. 2002.

Barja, G. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico**. 157 p. Dissertação (Mestrados) – Universidade de Brasília, Distrito Federal. 2006.

Bazzo , E., Carvalho, A. N., & Matelli, J. A. **Experimental results and thermodynamic analysis of natural gas small scale cogeneration plant for power and refrigeration purposes**. Applied Thermal Engineering, 58, p. 9. 2013.

Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. **Thermal design and optimization**. John Wiley & Sons, 1998. 542 p.

Bilgen, E. **Exergetic and engineering analyses of a gas turbine based cogeneration systems**. Energy, 25, p. 15. 2000.

Can, O. F., Celik, N., & Dagtekin, I. **Energetic-exergetic-economic analyses of a cogeneration thermic power plant in Turkey**. International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, p. 6. 2009.

COGEN. **Associação da indústria de cogeração de energia**, Brasil - <http://www.cogen.com.br>. Acessado em 20 de Janeiro 2014.

COGEN. **Datacogen**, Brasil - <http://datacogen.com.br>. Acessado em 15 de Janeiro 2014

Cremonez, Luiz F. **Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma usina surcoalcooleira para diferentes mix de produção**. 167 p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista “Júlio De Mesquita Filho”. Ilha Solteira. 2013



- Habib, M. A. **Thermodynamic analysis of the performance of cogeneration plants.** Energy, 17, p. 7. 1992.
- Havelsky, V. **Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production.** International Journal of Refrigeration, 22, p. 7. 1999.
- Kamate, S., & Gangavati, P. **Exergy analyses of cogeneration power plants in sugar industries.** Applied Thermal Engineering, 29, p. 8. 2009.
- Kanoglu, M., & Dincer, I. **Performance assessment of cogeneration plants.** Energy Conversion and Management, 50, p. 6. 2009.
- Kaya, A., & Keyes, M. A. **Methods of energy efficient control and optimization for combined-cycle cogeneration.** Energy conversion management, 33, p. 9. 1992.
- Khuran, S., Banerjee, R., & Gaitonde, U. **Energy balance and cogeneration for a cement plant.** Applied Thermal Engineering, 22, p. 10. 2002.
- Kotas, T. J. **The exergy method of thermal plants analysis.** Anchor Brendon. 1985.
- Li, K. W. **Applied thermodynamics: availability method and energy conversion.** Taylor & Francis. 1996
- Lund, H. **Renewable energy strategies for sustainable development.** Energy, 32, p. 8. 2007.
- Prietro, M. G. **Alternativas de cogeração na indústria sucro-alcooleira, estudo de caso.** 255 p. 2003.
- Raj, N., Iniyar, S., & Ranko, G. **A review of renewable energy based cogeneration technologies.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, p. 9. 2011.
- Ram, R. J., & Banerjee, R. **Energy and cogeneration targeting for a sugar factory.** Applied Thermal Engineering, 23, p. 9. 2003.
- Rosen, M. A., Dincer, I., & Kanoglu, M. **Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact.** Energy Policy, 36, p. 10. 2008.
- Rosen, M. A., Le, M. N., & Dincer, I. **Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system.** Applied Thermal Engineering, p. 13. 2005.

- Saidur, R., Ahamed, J. U., & Masjuki, H. **Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers**. Energy Police, 38, p. 10. 2010.
- MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC. 800 p. 2009.
- Obernberger, Ingwald; Brunner, Thomas; Barnthaler, Georg. **Chemical properties of solid biofuels—significance and impact**. Biomass and Bioenergy, 30, p. 10. 2006.
- Sipilä, K., Solantausta, Y., & Kurkela, E. **Long term cogeneration and biomass strategies for reduction CO2 emissions in Finland**. Energy conversion management, 34, p. 8. 1993.
- Som, S. K., & Datta, A. **Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes**. Progress in Energy and Combustion Science, 34, p. 26. 2008.
- Strong, M. F. **Energy, environment and development**. Energy Police, p. 5. 1992.
- Strzalka, R., Erhart, T. G., & Eicker, U. **Analysis and optimization of a cogeneration system based on biomass combustion**. Applied Thermal Engineering, 50, p. 9. 2013.
- Tsatsaronis, G. **Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems**. Progress in Energy Combustion Science, 19, p. 31. 1993.
- Tsatsaronis, G., Morousk, T., Koch, D., & Sorgenfrei, M. **Understanding the thermodynamic inefficiencies in combustion processes**. Energy, 62, p. 9. 2013.
- Urosevic, D., Gvozdenac, D., & Grkovic, V. **Calculation of the power loss coefficient of steam turbine as a part of the cogeneration plant**. Energy, 59, p. 10. 2013.
- Wang, J., Dai, Y., & Gao, L. **Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry**. Applied Energy, 86, p. 8. 2009.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH. 1018 p. 2013