



CENTRO UNIVERSITÁRIO FACVEST – UNIFACVEST

EDUARDA RAMOS ALBUQUERQUE

**DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA PARA  
IDENTIFICAÇÃO DE FALHA EM TURBINA A VAPOR EM UMA  
FÁBRICA DE CELULOSE E PAPEL**

Lages - SC

2019

EDUARDA RAMOS ALBUQUERQUE

**DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA PARA  
IDENTIFICAÇÃO DE FALHA EM TURBINA A VAPOR EM UMA  
FÁBRICA DE CELULOSE E PAPEL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Química do Centro Universitário Facvest - Unifacvest, como requisito parcial para obtenção do título de Engenharia Químico.

**Centro Universitário Facvest - Unifacvest**

**Supervisor:** MSc Rodrigo Vieira

Lages – SC

2019

**EDUARDA RAMOS ALBUQUERQUE**

**DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA PARA  
AVALIAÇÃO DE FALHA EM TURBINA A VAPOR EM UMA  
FÁBRICA DE CELULOSE E PAPEL**

Este trabalho de conclusão de curso foi julgado adequado como requisito parcial para obtenção do título de Engenharia Química e aprovado em sua forma final pelo Supervisor pedagógico do Curso de Engenharia Química, do Centro Universitário Facvest – Unifacvest.

Lages, \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 2019.

---

Professor e Orientador Aldori dos Anjos Batista, MSc  
Centro Universitário Facvest - Unifacvest

---

Professor e Co-orientador Alexandre Antunes Ribeiro Filho, Dr  
Centro Universitário Facvest – Unifacvest

Dedico este trabalho a todos que sempre me apoiaram e acreditaram em mim.

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus, pela vida maravilhosa que tenho, pela minha saúde e principalmente pela paz interior e felicidade plena que obtive nesse último ano.

Aos meus pais, amigos e familiares, por todo o apoio e suporte que sempre me deram, por acreditarem em mim e por fazerem parte desse momento.

Ao meu namorado, João Pedro, por me inspirar com sua dedicação, por me ensinar tanto e por ser essa pessoa única que divide a vida comigo.

Ao meu co - orientador, Alexandre pelo suporte que me deu, pela sua competência e pelo ótimo profissional que é. Agradeço por todos os ensinamentos, és uma referência na sua profissão.

Ao Centro Universitário Unifacvest e ao Curso de Engenharia Química que oportunizaram a realização deste trabalho.

## RESUMO

Indústrias de celulose e papel que possuem o sistema de cogeração apresentam uma importante contribuição para a matriz energética brasileira. O uso de subprodutos do processo como fonte de energia reduz a utilização de combustíveis não renováveis, diminui a emissão de gases do aquecimento global e promove uma economia em investimentos nos sistemas de distribuição e transmissão elétrica. Visto o alto custo de energia, a perda de eficiência nos equipamentos usados na cogeração apresenta um grande impacto para o autoprodutor. Dessa forma, é evidente a importância da avaliação e monitoramento dos equipamentos visando um bom desempenho do sistema. Neste trabalho é apresentado um estudo de caso em uma fábrica de celulose e papel que utiliza turbina a vapor em sua cogeração, onde observou-se um aumento expressivo do consumo de vapor para a geração de energia. Com o intuito de verificar a performance atual da turbina, foi realizada a avaliação da eficiência isoentrópica e com base nos dados obtidos, foram discutidas as principais causas de variação de eficiência. Observou-se que o primeiro estágio da turbina definitivamente perdeu eficiência e a erosão por partículas sólidas é o motivo mais provável dessa alteração.

Palavras chave: Cogeração. Eficiência isoentrópica. Turbina a vapor

## ABSTRACT

Pulp and paper industries that cogenerate electricity take an important place in Brazil's energy matrix. The use of byproducts of the process as energetics reduces the utilization of nonrenewable combustibles, reduces the emission of greenhouse gas and reduces investments in electricity distribution and transmission systems. Due to the high cost of energy, the loss of efficiency in these equipment used for cogeneration has a significant impact to the self-producer. Thus, it is clear the importance of the evaluation and monitoring of equipment to keep a high performance system. This paper presents a case study on a pulp and paper mill that uses steam turbine for electricity cogeneration, which have been observed a significant increase in steam consumption for electricity generation. For the actual steam turbine performance verification purpose, the isentropic efficiency has been evaluated based on data provided, and discussions on the main causes of efficiency loss. It was observed that the first stage of the turbine was definitely lost efficiency and solid particle erosion is the most likely reason for this change.

Key words: Cogeneration. Isentropic efficiency. Steam turbine.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b>	a) Matriz energética mundial em 2016; b) Matriz energética brasileira em 2017.....	16
<b>Figura 2:</b>	Esquema e principais componentes de uma termelétrica a vapor.....	19
<b>Figura 3:</b>	a) Sistema de geração pura de eletricidade em ciclo a vapor; b) Sistema de geração combinada de calor e eletricidade – cogeração.....	21
<b>Figura 4:</b>	Evolução da Cogeração no Brasil - Capacidade Instalada (GW).....	22
<b>Figura 5:</b>	Consumo de energia na indústria – 2018.....	23
<b>Figura 6:</b>	Faixa típica de temperatura para os sistemas de cogeração em topping e em bottoming.....	24
<b>Figura 7:</b>	Ciclo de Carnot.....	26
<b>Figura 8:</b>	Processo isoentrópico adiabático em uma turbina.....	27
<b>Figura 9:</b>	Ciclo ideal de Rankine.....	28
<b>Figura 10:</b>	Processo de recuperação do licor branco.....	30
<b>Figura 11:</b>	Divisão geral das máquinas de fluxo.....	31
<b>Figura 12:</b>	Turbina de extração e condensação única com controle automático.....	33
<b>Figura 13:</b>	Principais componentes de uma turbina a vapor.....	33
<b>Figura 14:</b>	Processo de fabricação de celulose e cogeração.....	41
<b>Figura 15:</b>	Esquema de cogeração.....	42
<b>Figura 16:</b>	Gráfico de vazão de admissão do 1º estágio após parada geral.....	44
<b>Figura 17:</b>	Divisão do vapor e água em 5 regiões.....	45
<b>Figura 18:</b>	Fórmulas do suplemento de excel para cálculo termodinâmico.....	45
<b>Figura 19:</b>	Fórmulas do suplemento de excel para o cálculo do TSR.....	46
<b>Figura 20:</b>	Diagrama simplificado de controle de admissão de vapor.....	49
<b>Figura 21:</b>	Comparativo da eficiência isoentrópica do 1º estágio durante uma hora.....	50



**Figura 22:** Comparativo da eficiência isoentrópica do 2º estágio durante uma hora..... 50

## LISTA DE SIGLAS

ASR	Actual Steam Rate
BEN	Balanço Energético Nacional
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
LP	Low Pressure
MME	Ministério de Minas e Energia
PG	Parada Geral
PI	Process Indicator Book
SIN	Sistema Interligado Nacional
TSR	Theoretical Steam Rates

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta U$	Varição de energia interna
$\Delta H$	Varição de entalpia
$\Delta h_{\text{iso}}$	Varição de entalpia isoentrópica
$\Delta h_{\text{real}}$	Varição de entalpia real
$H$	Entalpia
$h_e$	Entalpia de entrada
$H_f$	Entalpia final
$H_i$	Entalpia inicial
$h_s$	Entalpia de saída
$P$	Pressão
$Q$	Calor adicionado ao sistema
$U$	Energia interna
$V$	Volume
$W$	Trabalho realizado sobre o sistema
$\dot{W}_{\text{iso}}$	Potência isoentrópica
$\dot{W}_{\text{real}}$	Potência real
$W_{\text{out}}$	Trabalho gerado pela turbina
$\eta_{\text{tv}}$	Rendimento da turbina

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	OBJETIVO GERAL .....	15
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	15
2	LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO.....	16
2.1	MATRIZ ENERGÉTICA .....	16
2.2	Geração De Energia Termelétrica.....	17
2.3	Centrais Termelétricas a Vapor.....	18
2.4	COGERAÇÃO DE ENERGIA .....	20
2.5	Cogeração no Brasil.....	21
2.6	Cogeração em Indústria de Celulose e Papel .....	22
2.7	Classificação dos sistemas de Cogeração .....	23
2.8	PRINCÍPIOS DA TERMODINÂMICA .....	24
2.8.1	Primeira lei da termodinâmica .....	24
2.8.2	Segunda lei da termodinâmica .....	25
2.8.3	Variação de Entalpia.....	25
2.8.4	Ciclo de Carnot.....	26
2.8.5	Processo Isoentrópico .....	27
2.8.6	Ciclo de Rankine .....	27
2.9	MÁQUINAS TÉRMICAS.....	29
2.9.1	Caldeira .....	29
2.9.2	Turbina a vapor.....	30
2.9.3	Classificação da turbina a vapor.....	30
2.9.4	Eficiência da turbina a vapor.....	34
2.9.5	Causas de queda de desempenho na turbina .....	35
2.10	Formulação IAPWS-IF97 .....	35
2.11	Theoretical Steam Rates (TSR) e Actual Steam Rate (ASR) .....	39
3	METODOLOGIA.....	40

3.1	CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO NA EMPRESA.....	40
3.2	COGERAÇÃO NA EMPRESA.....	41
3.3	CARACTERIZAÇÃO DA TURBINA.....	42
3.4	COLETA DE DADOS .....	43
3.5	AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DA TURBINA .....	44
3.5.1	Determinação da entalpia e do TSR.....	44
3.5.2	Cálculo da eficiência isoentrópica.....	46
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	48
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	52
6	REFERÊNCIAS .....	53

## 1 INTRODUÇÃO

A necessidade de introduzir novas fontes de energia primária na Matriz Energética Nacional é decorrente de um limite de resposta ao aumento da demanda por eletricidade. Nesse contexto, a utilização de fontes de energia como a biomassa, torna-se uma oportunidade para colaborar na oferta de energia do sistema interligado do país, através de uma geração descentralizada e próxima aos pontos de carga (COLLAÇO; BERMANN, 2017).

A cogeração consiste na produção simultânea e sequencial de dois tipos de energia por meio de um único insumo energético. Assim, para um dado processo industrial de produção, onde há demanda tanto de energia térmica quanto elétrica, a aplicação da cogeração se apresenta como uma alternativa vantajosa do uso racional de combustíveis (SANTOS; NOVO, 2018).

No âmbito econômico, esse tipo de geração proporciona economia em investimentos no setor elétrico no que diz respeito a redes de transmissão e distribuição. Do ponto de vista ambiental, a cogeração favorece a redução das emissões de poluentes para a atmosfera, e no caso da indústria de celulose e papel, tem-se o reaproveitamento da energia térmica de um subproduto potencialmente tóxico ao meio ambiente (BARJA, 2006).

Por ser uma geração descentralizada, para a execução de um projeto de cogeração são determinantes os aspectos econômicos com relação ao autoprodutor que é o empreendedor dessa atividade. Diante disso, após a instalação, é indispensável que seja realizado um monitoramento sobre o desempenho dos equipamentos que compõe o sistema de cogeração (SANTOS; NOVO, 2018).

A turbina a vapor é um dos principais dispositivos utilizados na cogeração, pois converte a energia térmica do fluido de trabalho em energia mecânica e quando acoplada a um gerador produz eletricidade. Na maioria dos casos, quando esse equipamento apresenta uma redução em seu desempenho, a quantidade de vapor utilizada para gerar energia aumenta expressivamente, impactando diretamente no custo de produção de energia (MORAIS, 2007).

Em indústrias que operam continuamente, é realizada a parada geral, evento previsto na NR 13 para empresas que trabalham com equipamentos chamados de vasos de pressão, como caldeiras e digestores. Essa parada

oportuniza a manutenção de diversos equipamentos do processo, porém pode causar mudança no funcionamento (MORAIS, 2007).

Devido a observação da alteração de alguns parâmetros de operação da turbina a vapor, esse trabalho teve como intuito determinar a eficiência dessa máquina térmica que opera em uma fábrica de celulose e papel visando identificar o que ocorreu no equipamento. Buscou-se também discutir sobre os possíveis agentes causadores de danos à turbina

### **1.1 OBJETIVO GERAL**

Avaliar a eficiência isoentrópica de uma turbina a vapor de extração condensação.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Comparar os períodos antes e após a Parada Geral observando os principais indicadores;

Calcular a eficiência isoentrópica dos períodos antes e após a Parada Geral;

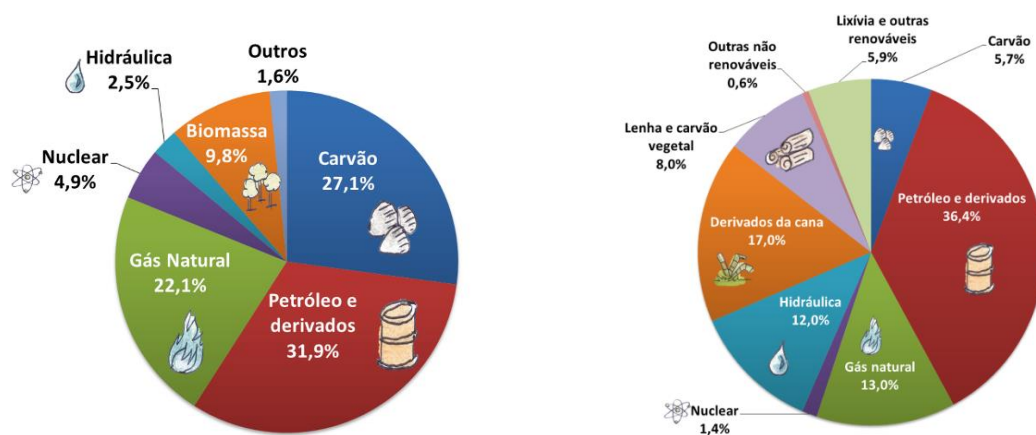
Indicar o estágio da turbina com maior perda de eficiência isoentrópica.

## 2 LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO

### 2.1 MATRIZ ENERGÉTICA

A matriz energética representa o conjunto de fontes de energia disponíveis para transporte, uso residencial e utilização de energia elétrica. A matriz energética mundial é composta principalmente de fontes não renováveis, como petróleo, gás natural e carvão, tendo uma pequena parcela de fontes renováveis. O Brasil utiliza mais fontes renováveis do que o resto do mundo. (EPE,2018). A figura 1 apresenta uma comparação entre esses dois cenários:

Figura 1: a) Matriz energética mundial em 2016; b) Matriz energética brasileira em 2017.



Fonte: Adaptado de EPE (2018)

A demanda mundial de energia aumentou 2,3% em 2018, o maior crescimento anual na última década. Nesse cenário, a oferta de energia elétrica renovável está crescendo, principalmente no Brasil, onde quase metade da matriz energética é composta por fontes renováveis (MME, 2019). De acordo com o BEN, do ano de 2017 para 2018, observou-se um aumento na utilização de energias renováveis e diminuição de não renováveis, conforme a tabela 1.



Tabela 1: Oferta Interna de Energia (OIE)

ESPECIFICAÇÃO	mil tep		18/17 %	Estrutura %	
	2017	2018		2017	2018
<b>Não Renovável</b>	<b>167.028</b>	<b>157.859</b>	<b>-5,5</b>	<b>57,0</b>	<b>54,7</b>
Petróleo e Derivados	106.276	99.320	-6,5	36,2	34,4
Gás natural	37.938	35.905	-5,4	12,9	12,5
Carvão mineral e derivados	16.790	16.632	-0,9	5,7	5,8
Urânio e derivados	4.193	4.174	-0,5	1,4	1,4
Outras não-renováveis (a)	1.831	1.828	-0,1	0,6	0,6
<b>Renovável</b>	<b>126.240</b>	<b>130.535</b>	<b>3,4</b>	<b>43</b>	<b>45,3</b>
Hidráulica e Eletricidade	35.023	36.460	4,1	11,9	12,6
Lenha e Carvão Vegetal	23.992	24.146	0,6	8,2	8,4
Derivados da Cana de Açúcar	49.758	50.090	0,7	17,0	17,4
Outras renováveis (b)	17.467	19.837	13,6	6,0	6,9
<b>Total</b>	<b>293.268</b>	<b>288.392</b>	<b>-1,7</b>	<b>100</b>	<b>100</b>
dos quais fósseis	162.385	153.685	-5,6	55,5	53,3

(a) gás de alto forno, de aciaria e de enxofre; (b) lixívia, biodiesel, eólica, solar, casca de arroz, biogás, resíduos de madeira, gás de carvão vegetal e capim elefante.

Fonte: MME (2019)

O sistema elétrico brasileiro tem predominância de geração hidrelétrica, mas as usinas termelétricas oferecem uma complementação a esse sistema, compondo 29% da capacidade instalada no Brasil. Essas centrais utilizam como combustível principalmente a biomassa e o gás natural e abastecem principalmente as indústrias, servindo também como fontes de reserva em casos de crises energéticas (TOLMASQUIM, 2016).

## 2.2 GERAÇÃO DE ENERGIA TERMELÉTRICA

A geração termelétrica consiste na conversão de energia térmica em energia mecânica, que posteriormente é convertida em energia elétrica. A obtenção de energia térmica ocorre pela queima de combustíveis renováveis ou fósseis em centrais termelétricas, ou pela fissão nuclear em centrais nucleares. Já a energia mecânica é obtida por meio de um fluido aquecido, a partir da queima do combustível, que ao se expandir produz trabalho em máquinas térmicas (turbinas ou motores), essas máquinas são acopladas a um gerador elétrico para a conversão da energia mecânica em energia elétrica (TOLMASQUIM, 2016).

A combustão pode ser classificada em externa ou interna, de acordo com o processo de transferência energética. Na combustão externa, o combustível é queimado e não entra em contato direto com o fluido, geralmente água, e o calor do produto de combustão é transferido ao fluido, esse processo ocorre em centrais termelétricas a vapor. Na combustão interna, a queima se efetua sobre uma mistura de ar e combustível, onde o fluido de trabalho consiste no próprio produto da combustão ar/combustível, processo de turbinas a gás e motores (BARJA, 2006).

Existem várias classificações para as centrais termelétricas dependendo da natureza do combustível, das máquinas térmicas utilizadas e do produto gerado. Os processos mais difundidos em usinas térmicas são: central termelétrica de geração com ciclo a vapor, central termelétrica de turbina a gás operando em ciclo simples, central de ciclo combinado, central de motores de combustão interna e central termelétrica de cogeração. Dentre eles, as centrais de cogeração geram simultaneamente eletricidade e calor enquanto que as térmicas geram apenas eletricidade (TOLMASQUIM, 2016).

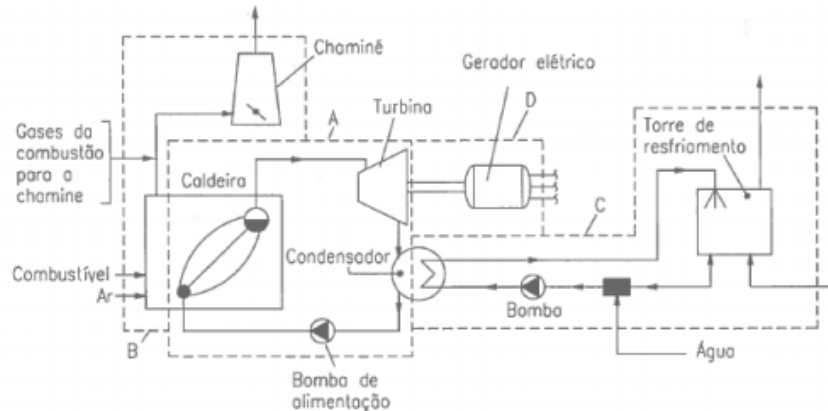
### **2.3 CENTRAIS TERMELÉTRICAS A VAPOR**

São centrais que utilizam uma turbina a vapor para gerar eletricidade. A combustão nesse processo é externa, sendo possível utilizar diferentes tipos de combustível como: óleo diesel, carvão, gás natural e biomassa. O calor obtido pela queima é transferido para o fluido que se expande na forma de vapor superaquecido na caldeira. Esse vapor é transportado para a turbina e a energia armazenada é convertida em energia mecânica, acionando o eixo acoplado ao gerador que produz energia elétrica. O vapor de exaustão é condensado e posteriormente aquecido para retornar a caldeira e finalizar o ciclo (SANTOS, 2012).

Para que o ciclo seja mantido na usina termelétrica de geração a vapor são utilizados vários equipamentos, sendo importante destacar: a caldeira, a turbina a vapor, o condensador, a bomba de alimentação, o sistema de resfriamento, o gerador elétrico e a chaminé. Esses equipamentos consistem em na geração de potência a vapor, manuseio do combustível e emissão de gases, sistema de resfriamento e reposição de água e equipamentos de conversão de

energia mecânica em elétrica, na figura 2 representados por A, B, C e D, respectivamente (BRANCO, 2005)

Figura 2: Esquema e principais componentes de uma termelétrica a vapor



Fonte: LORA e NASCIMENTO (2004)

No processo termelétrico, a maior parte da energia do combustível é transformada em calor e perdida para o meio, a cogeração busca aumentar os rendimentos, pois aproveita parte da energia que seria perdida na forma de calor aumentando a eficiência do ciclo térmico. Nas indústrias, a maior parte da energia utilizada é proveniente da cogeração (ELETROBRÁS, 2005). A tabela 2 apresenta a participação a geração de energia segundo diferentes configurações.

Tabela 2: Oferta de eletricidade por fonte - 2018 (%)

Fonte	SIN	Isolados	APE	
			Cativo	Brasil
<b>Hidráulica</b>	<b>73,0</b>	<b>24,8</b>	<b>6,1</b>	<b>66,6</b>
Nacional	67,1	0,0	6,1	61,1
Internacional	5,9	24,8	0,0	5,5
<b>Térmica</b>	<b>15,3</b>	<b>75,2</b>	<b>93,0</b>	<b>22,8</b>
Fóssil	10,7	74,0	44,5	14,2
Renovável	4,6	1,2	48,4	8,5
<b>Nuclear</b>	<b>2,7</b>			<b>2,5</b>
<b>Eólica</b>	<b>8,4</b>		<b>0,0</b>	<b>7,6</b>
<b>Solar</b>	<b>0,5</b>		<b>0,9</b>	<b>0,5</b>
<b>Total (%)</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>	<b>100,0</b>
% renováveis	86,5	26,0	55,5	83,3
<b>Total (TWh)</b>	<b>574,4</b>	<b>3,8</b>	<b>58,1</b>	<b>636,4</b>
% participação	90,3	0,6	9,1	100,0

Fonte MME (2019)

Entre o Sistema Interligado Nacional (SIN), Sistemas Isolados e Autoprodutores Cativos (APE), observa-se que os autoprodutores geram em maior quantidade a energia térmica renovável isso é decorrente da utilização dos resíduos do próprio processo como combustíveis para a geração de energia. Com a cogeração o custo de energia das indústrias é reduzido e o aproveitamento energético é maior (MME, 2019).

## **2.4 COGERAÇÃO DE ENERGIA**

A cogeração corresponde à produção simultânea de energia elétrica e térmica, a partir de uma única fonte primária. Essa configuração permite que sejam gerados calor útil e trabalho a partir dos próprios resíduos da indústria, que são usados como combustíveis. Esse processo é vantajoso quanto ao custo, pois há economia de recursos energéticos, e quanto ao meio ambiente, pela reutilização dos resíduos (PIRES; MULLER JUNIOR; SUARES, 2013).

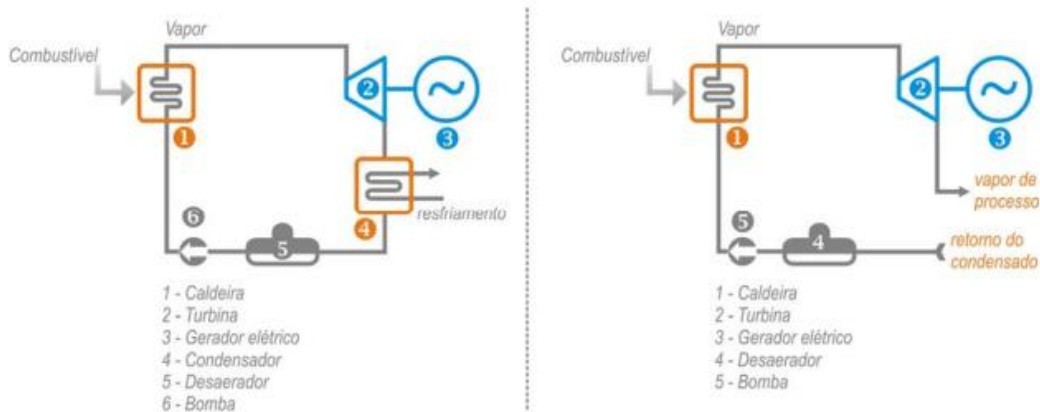
Alguns aspectos devem ser considerados na seleção de tecnologias para a cogeração, dentre eles, a disponibilidade do combustível, avaliação dos impactos ambientais, avaliação da eficiência de conversão, custos em tecnologia, manutenção e operação, nível de confiabilidade do sistema elétrico e a relação potência/calor. Com base nos equipamentos escolhidos existem três tipos de operação a qual o sistema funciona: paridade térmica, paridade elétrica e operação econômica (FLORES, 2016).

Na paridade térmica objetiva-se a obtenção de calor para o processo sendo a eletricidade um subproduto do sistema de cogeração. O contrário ocorre para o regime de paridade elétrica onde o principal produto é a energia elétrica e o calor é subproduto utilizado no processo, quando em excesso é rejeitado ao ambiente. O regime de operação econômica supre a demanda de energia elétrica de pico. Podendo comprar eletricidade da concessionária ou ainda vender o excedente de energia (FLORES, 2016).

As plantas de cogeração mais comuns são baseadas no Ciclo de Rankine, e buscam aumentar o rendimento desse ciclo. Nesse processo, caldeira é responsável por gerar vapor em alta pressão, que será enviado à uma turbina acionando o gerador elétrico, devolvendo uma parcela de vapor destinada a

atender a demanda térmica do consumidor (FERRAZ, 2018). Na figura 3 é apresentado o esquema de geração de eletricidade e o de cogeração.

Figura 3 - a) Sistema de geração pura de eletricidade em ciclo a vapor; b) Sistema de geração combinada de calor e eletricidade – cogeração.



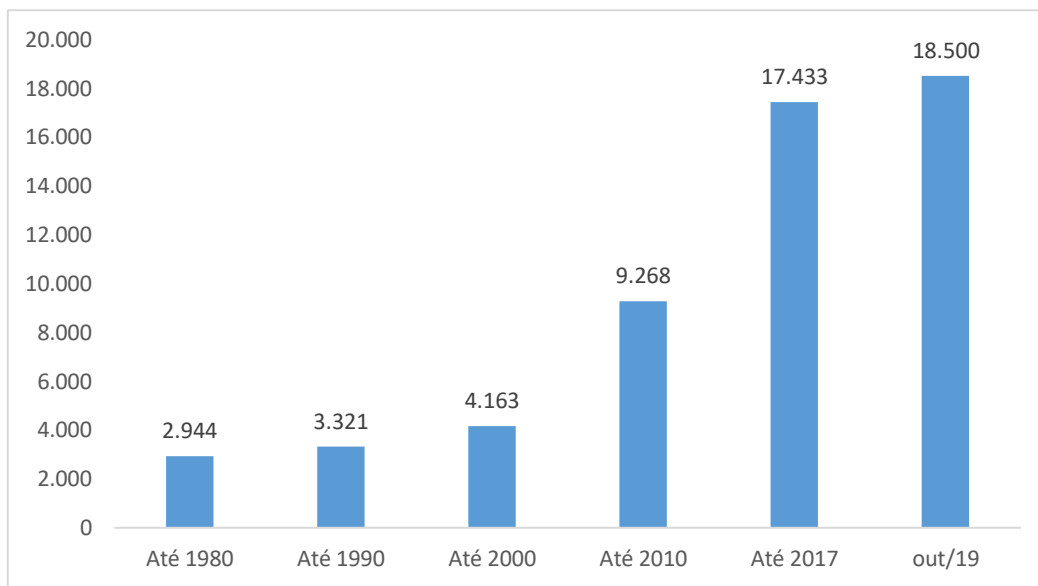
Fonte: BARJA (2006)

## 2.5 COGERAÇÃO NO BRASIL

Do ponto de vista sustentável, diversos autores apontam a cogeração como uma alternativa viável para a redução de poluentes e atendimento de demandas térmicas e elétricas. Além disso, às empresas que possuem esse tipo de geração tem a possibilidade de comercializar qualquer excedente energético disponível. Mesmo sendo uma alternativa economicamente vantajosa, poucos setores industriais no Brasil utilizam a cogeração (SANTOS, 2018).

Segundo dados da Associação da Indústria de Cogeração de Energia (COGEN), o Brasil chegou a marca de 18,5 GW de capacidade instalada de cogeração em operação comercial no mês de julho de 2019. A biomassa da cana-de-açúcar representa 62% de todo segmento, o gás natural aparece 17%, o licor negro 14% e outros combustíveis completam o quadro. O potencial de crescimento para os próximos anos está em torno de 60%. A figura 4 apresenta a evolução da cogeração no Brasil:

Figura 4: Evolução da Cogeração no Brasil - Capacidade Instalada (GW)



Fonte: adaptado de COGEN (2019)

Tradicionalmente, a cogeração tem como objetivo atingir a autossuficiência na produção de energia elétrica utilizando turbinas a vapor e biomassa (bagaço, cascas) como combustível. Com a evolução desse tipo de geração, passou-se a vender o excedente de energia produzida e também a utilizar turbinas a gás e ciclo combinado no processo, além disso, as usinas passaram a trabalhar com vários tipos de combustíveis como licor negro, gás natural e carvão (ELETROBRAS, 2005).

## 2.6 COGERAÇÃO EM INDÚSTRIA DE CELULOSE E PAPEL

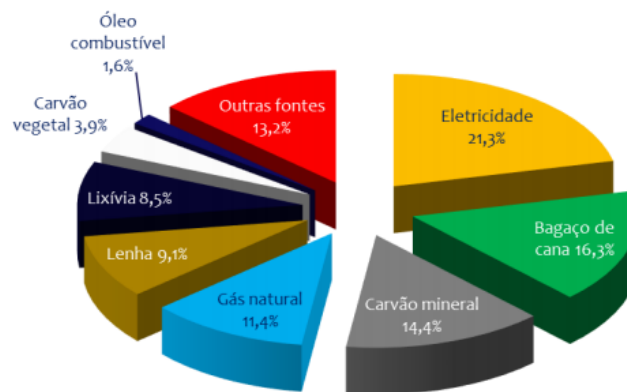
A tecnologia mais utilizada hoje no Brasil para a produção de celulose é o processo Kraft que consiste em separar a celulose da matéria-prima lenhosa por meio da utilização do licor no cozimento (hidróxido de sódio e sulfeto de sódio). Um dos subprodutos obtidos desse cozimento no digestor é chamado de licor negro ou lixívia. Esse licor é concentrado até um teor de 60% de sólidos e queimado em uma caldeira de recuperação para o aproveitamento de sua energia (MUNIZ; ANDRADE, 1999).

O setor de produção de papel e celulose é um segmento bem desenvolvido no país e caracteriza-se por uma excelente relação entre as demandas de eletricidade e de vapor para efeito de cogeração. Porém, o licor negro por si só não é capaz de suprir as demandas energéticas de uma fábrica

de celulose e papel, sendo necessário complementar as fontes de energia para a cogeração com cascas e resíduos de madeira decorrentes do processo (MUNIZ; ANDRADE, 1999).

Predominantemente a energia gerada no setor papelero é para autoprodução, embora o setor tenha potencial de geração de excedentes. A figura 5 mostra o consumo de energia nas indústrias de diversos segmentos com base nas fontes utilizadas, comparado ao ano e 2018 a lixívia teve um crescimento de 3,6% enquanto o bagaço de cana, por exemplo reduziu em 23,1% (EPE, 2019).

Figura 5: Consumo de energia na indústria – 2018

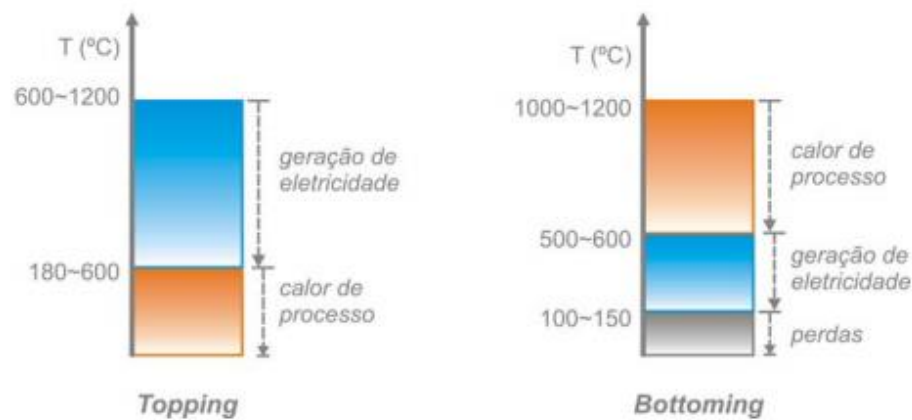


Fonte: (EPE, 2019)

## 2.7 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Os sistemas de cogeração são classificados em função da sequência da geração de energia eletromecânica para a térmica como topping e bottoming. No sistema topping, a energia disponibilizada pelo combustível é usada inicialmente para a geração de energia eletromecânica e a energia térmica é recuperada posteriormente para ser usada em processos subsequentes. Esse sistema é utilizado na maioria das indústrias. No bottoming objetiva-se principalmente gerar vapor para o processo, ou seja, aproveitar o calor útil a altas temperaturas, enquanto o vapor recuperado é utilizado na geração de energia eletromecânica (FERRAZ, 2018). A figura 6 apresenta as faixas de temperatura em que cada sistema opera:

Figura 6: Faixa típica de temperatura para os sistemas de cogeração em topping e em bottoming.



Fonte: (BARJA, 2006)

## 2.8 PRINCÍPIOS DA TERMODINÂMICA

A termodinâmica é extremamente importante para a compreensão do comportamento das máquinas térmicas. Enquanto a primeira lei estabelece a conservação de energia durante as transformações, a segunda estabelece as condições nas quais essas transformações ocorrem. As transformações de energia alteram o estado de equilíbrio do sistema, por isso os processos reversíveis são apenas idealizações já que para qualquer transformação o equilíbrio é alterado. Apesar dos processos reversíveis não serem reais, eles permitem obter equações bem definidas para a transformação de energia (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

### 2.8.1 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei estabelece o princípio da conservação da energia em uma transformação termodinâmica, onde a energia interna do sistema em uma transformação reversível ou irreversível é dada pela equação (1) (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$\Delta U = Q + W \quad (1)$$

Em que:

$\Delta U$  = variação de energia interna;



Q = calor adicionado ao sistema;

W = trabalho realizado sobre o sistema.

Segundo essa lei, a variação de energia interna independe do caminho percorrido para a transformação, mas depende dos estados termodinâmicos inicial e final enquanto o trabalho e o calor dependem da trajetória termodinâmica do sistema (FLORES, 2016).

### 2.8.2 Segunda lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica tem relação com as trocas térmicas onde o calor só pode ser transferido de forma espontânea de uma fonte quente para uma fonte fria. O segundo princípio estabelece que em nenhum processo é possível converter todo o calor em trabalho, ou seja, o rendimento nunca será 100%. Para verificar esse princípio é preciso analisar a entropia do sistema, que diferentemente da energia, não é conservada. Em qualquer processo irreversível a entropia sempre aumenta, já em um processo reversível ela permanece nula, sendo assim a segunda lei da termodinâmica estabelece que a variação de entropia sempre será maior ou igual a zero (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

### 2.8.3 Variação de Entalpia

A entalpia é uma propriedade extensiva de uma substância, que permite calcular o calor desprendido ou absorvido numa reação química, ela mensura a totalidade da energia atrelada ao sistema. A variação da entalpia corresponde ao calor liberado ou absorvido a pressão constante e é dada pela entalpia final menos a entalpia inicial, de acordo com a equação 2 (MORAIS, 2007):

$$\Delta H = H_f - H_i \quad (2)$$

Em que:

$H_f$  = entalpia final

$H_i$  = entalpia inicial

Já a entalpia (H) é dada pela equação 3

$$H = U + PV \quad (3)$$

Em que:

U = energia interna do sistema;

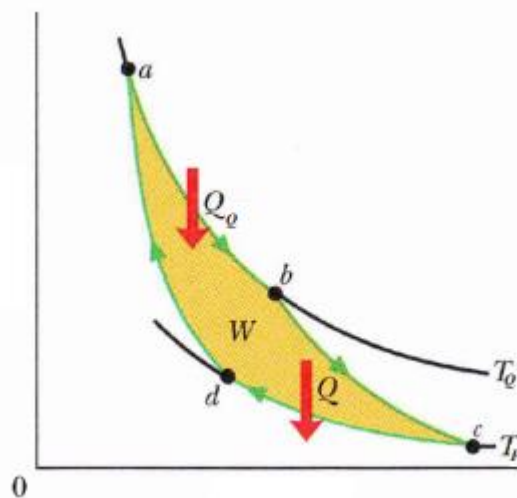
$P$  = pressão;

$V$  = volume do sistema.

#### 2.8.4 Ciclo de Carnot

Uma máquina térmica ideal é chamada de máquina de Carnot nessa máquina, os processos termodinâmicos são reversíveis e as transferências de energia são realizadas sem perdas por turbulência ou atrito. A figura 7 mostra o ciclo de Carnot, nessa máquina uma quantidade de calor  $Q_q$  é fornecida a um fluido que se expande isotermicamente. De  $b$  para  $c$  ocorre uma expansão adiabática reversível, o sistema não troca calor com as fontes térmicas. De  $c$  para  $d$  ocorre uma compressão isotérmica reversível, onde o sistema cede calor para a fonte de resfriamento. De  $d$  para  $a$  ocorre uma compressão adiabática reversível, onde o sistema não troca calor com as fontes térmicas (PIRES, 2013):

Figura 7: Ciclo de Carnot



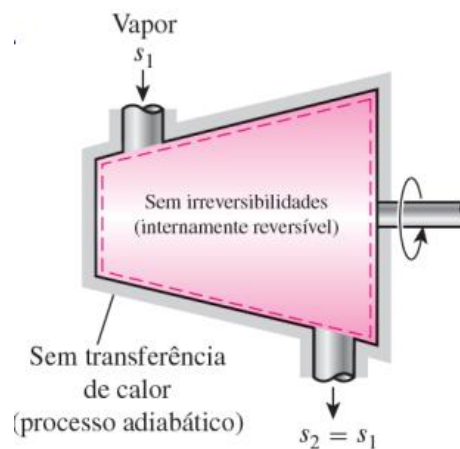
Fonte:PIRES (2013)

No ciclo de Carnot as transferências de calor ocorrem apenas nos processos isotérmicos e as mudanças na temperatura somente nos processos adiabáticos de modo que não se perca nenhuma energia. Considerando que no processo adiabático não a troca de energia nem irreversibilidade, um processo adiabático reversível é necessariamente isentrópico, ou seja, não há variação da entropia durante a transformação (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).:

### 2.8.5 Processo Isoentrópico

Muitos sistemas e engenharia operam de forma adiabática, como bombas turbinas e difusores, para obter melhores desempenhos quando a irreversibilidade é minimizada. Os processos isentrópicos (Figura 8) permitem definir eficiências teóricas de processo com o intuito de comparar o desempenho real dos dispositivos ao desempenho sob condições idealizadas (FLORES, 2016).

Figura 8: Processo isentrópico adiabático em uma turbina



Fonte: FLORES (2016)

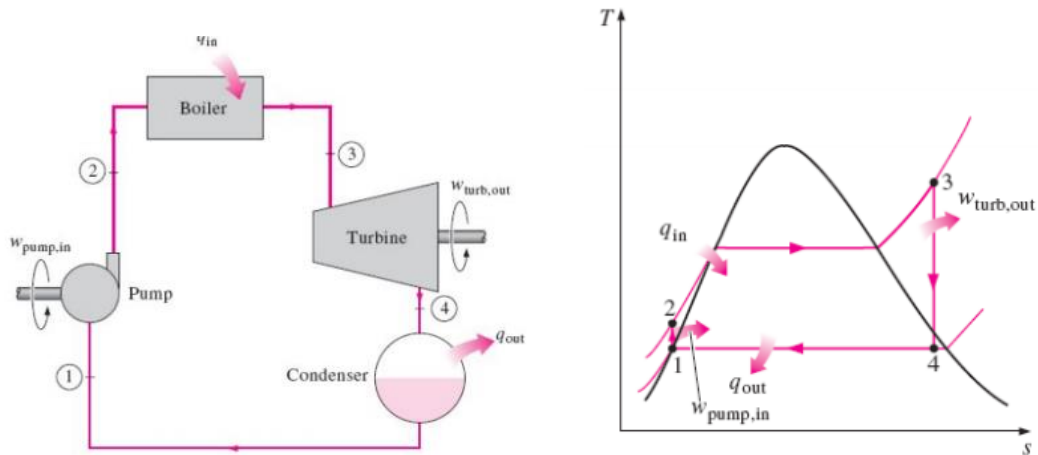
Uma forma de monitorar o desempenho das turbinas a vapor é determinar a eficiência isentrópica da turbina. Este tipo de teste, indiretamente indica o estado térmico da turbina nos diferentes estágios. O teste envolve um número mínimo de instrumentos, mas estabelece a eficiência das seções de alta, média e baixa pressão da turbina; em relação à eficiência de projeto. Portanto, através do teste é possível determinar qual seção sofreu uma maior queda de rendimento, causando uma diminuição na eficiência total da turbina (ALBERT, 2000 *apud* MORAIS, 2007).

### 2.8.6 Ciclo de Rankine

O ciclo termodinâmico de geração de potência a vapor é chamado de ciclo de Rankine, diferentemente do ciclo de Carnot que é ideal, esse ciclo é real. Esse ciclo consiste basicamente em quatro processos: dois isobáricos e dois isentrópicos. Em um ciclo ideal, as perdas por irreversibilidade internas como perda de carga e atrito são desprezíveis assim como as variações de energia cinética e potencial no fluido. A figura 9 mostra o diagrama do ciclo com os

componentes (caldeira, turbina, condensador e bomba), e o gráfico com as transformações do fluido (FERRAZ, 2018)

Figura 9: Ciclo ideal de Rankine



Fonte: FLORES (2016)

Conforme o gráfico, de 1-2 ocorre a compressão isentrópica do líquido saturado na bomba, a entropia do sistema permanece constante e o vapor passa a ter uma alta pressão. De 2-3 tem-se o fornecimento de calor para a caldeira a pressão constante, até que o vapor se torne superaquecido já de 3-4 ocorre a expansão isentrópica do vapor superaquecido na turbina para gerar trabalho, nessa etapa, tanto a pressão quanto a temperatura são reduzidas, por fim em 4-1 o vapor entra em um condensador, onde ocorre a rejeição do calor a pressão constante, e o vapor é resfriado até a condição de líquido saturado para retornar à bomba e repetir ciclo (DOTY, 2007).

Um ciclo a vapor tem sua eficiência aumentada quando a pressão e a temperatura do vapor na saída da caldeira aumentam e a pressão no condensador diminui. Porém, o aumento da pressão na caldeira ou a diminuição da pressão no condensador resultam na redução da qualidade do vapor na saída da turbina (FLORES, 2016). A análise energética pode ser realizada em todos os equipamentos do ciclo, para a turbina por meio da equação 4:

$$W_{out} = h_3 - h_4 \quad (4)$$

Em que:

$W_{out}$ : é o trabalho gerado pela turbina;

$h_3$ : entalpia de entrada da turbina (vapor superaquecido);

$h_4$ : entalpia de saída da turbina (líquido saturado).

Existem algumas adaptações para o ciclo de Rankine com a finalidade de aumentar o rendimento e reduzir perdas. O ciclo simples é típico de usinas termelétricas com baixos parâmetros do vapor e potências inferiores a 100 MW. Em fábricas de papel que utilizam como combustível os resíduos de biomassa é comum utilizar o ciclo simples (MORAIS, 2007).

## 2.9 MÁQUINAS TÉRMICAS

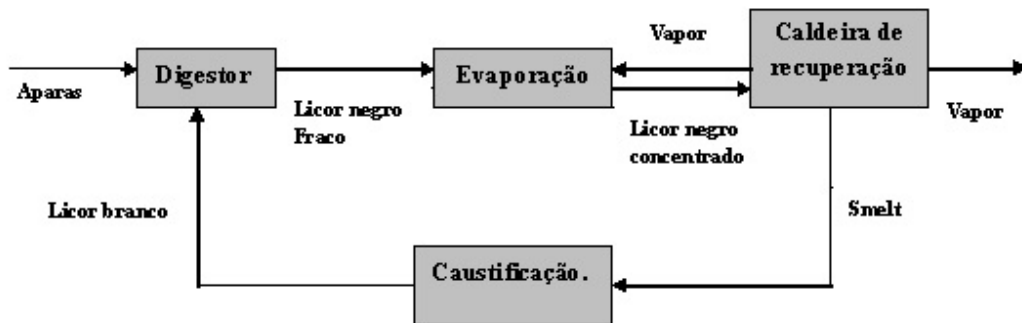
Para um bom desempenho térmico, é fundamental escolher equipamentos adequados ao processo. A escolha da máquina é determinante para garantir a performance desejada do conjunto. Dentre os equipamentos utilizados na cogeração, os principais são as caldeiras, turbinas a vapor e a gás, e motores. Equipamentos como condensadores, válvulas e bombas também são utilizados (FLORES, 2016)

### 2.9.1 Caldeira

A caldeira é um equipamento que tem como objetivo transformar a energia contida no combustível em energia útil que é transmitida ao fluido de trabalho, normalmente água, até a sua vaporização. As caldeiras combustíveis podem ser classificadas em aquatubulares e flamotubulares, sendo a primeira mais utilizada nas indústrias. Nas caldeiras aquatubulares a água passa por tubos que estão envolvidos pelos gases de combustão, nesses tubos o vapor é formado conforme ocorre a troca térmica dos gases com o fluido. O vapor superaquecido gerado na caldeira alcança pressões maiores que 6 Mpa (FERREIRA, 2013)

A caldeira de recuperação, além de queimar óleo combustível, também é projetada para a recuperação química do licor em fábricas de celulose e papel. O licor negro fraco, proveniente do cozimento dos cavacos é concentrado em um evaporador e posteriormente queimado na caldeira de recuperação. O material fundido da caldeira (smelt) passa pelo processo de caustificação e torna-se licor branco para ser utilizado novamente no cozimento. A figura 10 apresenta o processo de recuperação (FERREIRA, 2013):

Figura 10: Processo de recuperação do licor branco



Fonte: FERRAZ (2018)

### 2.9.2 Turbina a vapor

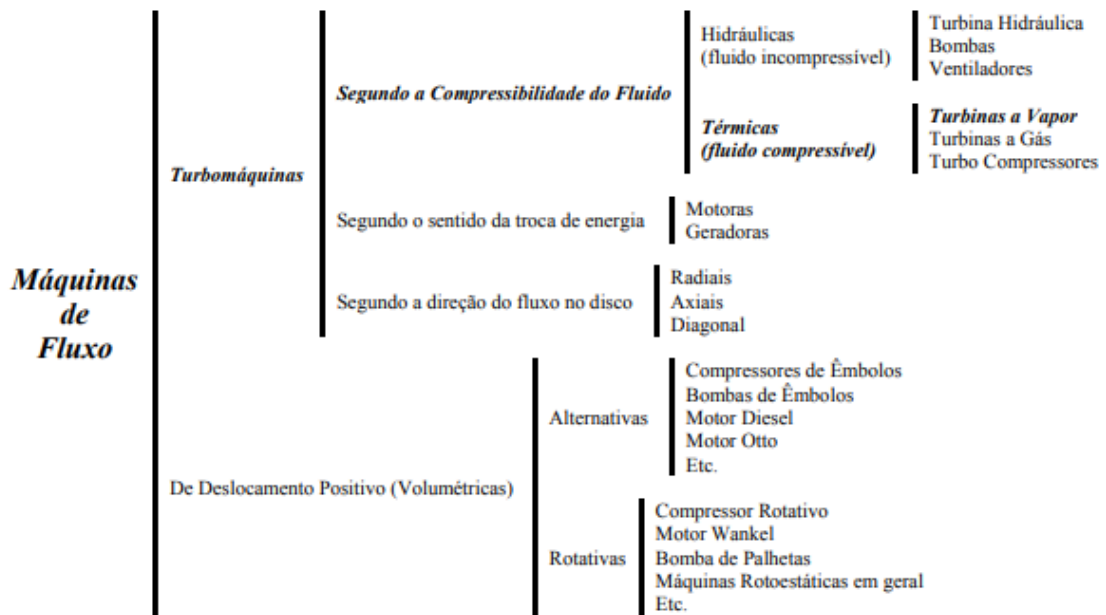
A turbina constitui em um equipamento que capta energia térmica contida em um fluido para realizar trabalho sobre um eixo, podendo ser usada tanto para movimentar outro equipamento como para gerar eletricidade. Uma importante vantagem das turbinas é o fato de serem máquinas de combustão externa, pois os gases resultantes da queima não entram em contato com o fluido. Dessa forma, possibilitam a utilização de diversos combustíveis (MORAIS, 2007).

A primeira máquina a vapor proposta por volta do ano de 150 a.C. tinha um princípio de funcionamento onde injetava-se vapor em uma esfera oca gerando rotação, porém nenhum trabalho útil era realizado. Em 1780 foi criada uma máquina capaz de converter energia térmica de um combustível em energia mecânica. A primeira turbina a vapor foi construída no ano de 1883 por Laval. Ela consistia em uma roda de pás impulsionada por um jato de vapor proveniente de um conjunto de bocais (BARJA, 2006).

### 2.9.3 Classificação da turbina a vapor

As turbinas possuem diversos tipos de classificação e sua posição dentro da divisão geral das máquinas de fluxo é apresentada na figura 11:

Figura 11: Divisão geral das máquinas de fluxo



Fonte: MORAIS (2007)

A operação de uma turbina a vapor envolve a expansão do fluido por numerosos estágios e com isso a energia térmica vai sendo convertida em trabalho útil. Essas transferências de energia obedecem às Leis da Termodinâmica, entretanto as turbinas podem funcionar de diferentes formas. Morais descreve em seu trabalho algumas classificações de turbinas que estão a seguir:

- Classificação quanto ao princípio de funcionamento

A expansão do vapor na turbina pode ocorrer em dois tipos de estágio: ação ou reação. Na turbina de ação, o vapor expandido no bocal exerce uma força sobre uma palheta montada na periferia de um rotor, que gira sob efeito desta força. Esse tipo de operação pode ser comparado a uma roda d'água onde a corrente de água se choca contra as pás causando o giro da roda (MORAIS, 2007).

Já na turbina de reação, o vapor não se expande completamente nos bocais, mas sofre redução de pressão e velocidade ao passar pela roda móvel. Essa queda de pressão produz uma força de reação que complementa a força do jato de vapor. Esse estágio pode ser comparado à rotação de um irrigador de

jardim, no qual o jato de água que sai pelo bico do sistema de aspersão causa a rotação do sistema (MORAIS, 2007).

- Classificação quanto a condição do vapor de escape

Existem duas designações baseadas nas condições de exaustão das turbinas: condensação e contrapressão. A turbina de condensação descarrega o vapor a uma pressão menor que a atmosférica, normalmente alto vácuo, com a finalidade de aumentar a eficiência térmica do ciclo por meio do aumento máximo na queda de entalpia. As turbinas de baixa pressão de usinas térmicas são tipicamente de condensação, essa baixa pressão resulta em um grande volume de vapor que necessita de uma grande área de exaustão para minimizar as perdas de energia. Portanto, turbinas de condensação tendem a ser maiores e bem mais potentes que as de contrapressão (FLORES, 2016).

As turbinas de contrapressão descarregam vapor a uma pressão igual ou superior à atmosférica, para o interior de uma linha de vapor para ser utilizado em uma turbina ou no processo. Normalmente atende demandas de calor com temperaturas superiores a 100 °C e devido a alta pressão possuem uma área de exaustão bem menor que a da turbina de condensação. Esse tipo de turbina é instalado nas indústrias que operam com uma pressão constante de vapor de escape (FLORES, 2016).

- Classificação quanto ao tipo de extração

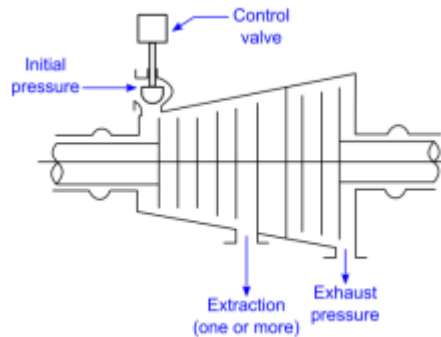
Durante o a expansão do vapor, o vapor removido entre um estágio e outro é chamado de extração que pode ser automatizada ou não. A extração de vapor que é entregue ao trocador de calor varia na pressão e na vazão em função da carga, por esse motivo ela não é controlada. As turbinas que entregam vapor para o processo normalmente fornecem a uma pressão constante, nesse tipo de extração é necessário instalar válvulas que controlam a pressão, uma vez que, a pressão varia com a carga (MORAIS, 2007).

As turbinas de extração utilizadas em indústrias para a cogeração normalmente possuem mais de um estágio, como a condensação. A turbina de extração condensação recebe vapor de alta pressão, extraíndo vapor na pressão desejada para o processo e o restante é expandido em um condensador. É utilizada quando o objetivo principal é produzir energia elétrica, fornecendo em



sua saída vapor úmido com pressão inferior a atmosférica (FLORES, 2016). A figura 12 apresenta um exemplo desse tipo de turbina:

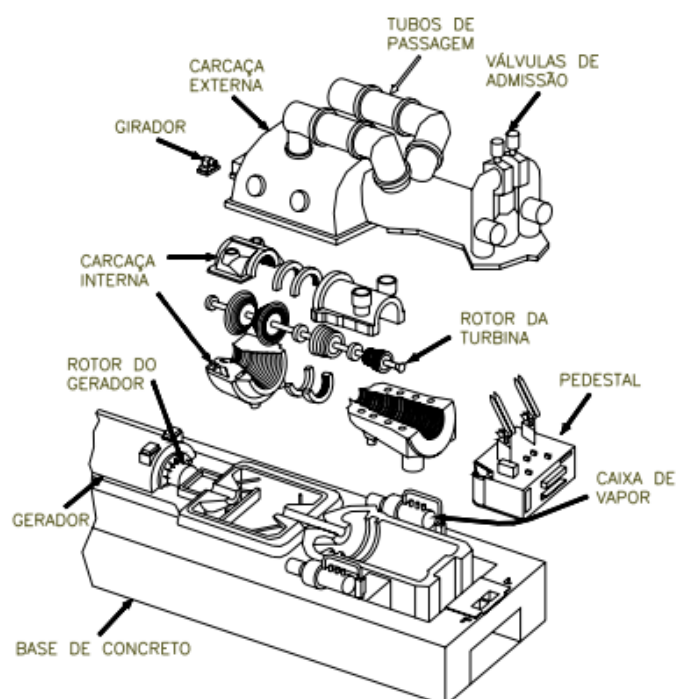
Figura 12: Turbina de extração e condensação única com controle automático



Fonte: adaptado de BLOCH (2009)

A turbina pode ser chamada de motor térmico de combustão externa, que transforma energia térmica contida em um fluido vaporizado em energia mecânica e quando acoplada a um gerador transforma energia mecânica em elétrica (FLORES, 2016). Como qualquer equipamento, ela é composta por vários dispositivos que permitem o seu funcionamento, conforme figura 13

Figura 13: Principais componentes de uma turbina a vapor



Fonte: MORAIS (2007)

Dentre os principais componentes da turbina destacam-se (BLOCH, 2009):

- Carcaça: é uma peça fixa da turbina que envolve o rotor. Turbinas de multiestágios que recebem vapor de alta pressão têm a carcaça dividida em duas regiões: de alta pressão e de baixa pressão.
- Rotor: é a parte giratória da turbina, constituído normalmente de aço-carbono ou aço-liga. As pás estão na sua região periférica, adquirem energia cinética modificando a direção e velocidade do vapor.
- Expansor: local onde o vapor se transforma em energia cinética, é a peça da seção que reduz a pressão e aumenta a velocidade do vapor;
- Palhetas: fabricadas de aços-liga especiais podem ser fixas no estator ou móveis, no rotor são chamadas de palhetas móveis as fixadas no rotor;
- Diafragmas: são constituídos de dois semicírculos montados na carcaça, neles são instalados os arcos expansores, são constituídos de aço inoxidável, ferro-carbono ou ferro fundido;
- Acoplamento: liga o eixo da turbina ao eixo do equipamento acionado;
- Sistemas de vedação: são anéis que reduzem o escapamento de vapor pela alta perda de carga.
- Sistema de apoio: apoia o eixo suportando diferentes tipos de esforços sobre o rotor, é composto por mancais axiais, radiais ou mistos.
- Sistema de controle: manter a rotação para geração de energia e também manter constante a pressão, feito por meio de válvulas que podem ser de admissão, extração. O controle e lubrificação e segurança do equipamento também é feito.

#### 2.9.4 Eficiência da turbina a vapor

Equipamentos de alto rendimento são aqueles que mantêm a eficiência em um nível máximo. Determinar o valor de eficiência é fundamental, pois esse número indica o quanto um equipamento real aproxima-se de um comportamento ideal, no qual não existem perdas. Os ciclos térmicos teóricos são utilizados como parâmetros de comparação da eficiência da turbina. (Cotton, 1998 *apud* Flores, 2016), aponta que o cálculo de rendimento a partir da medição de entropia do fluido é a forma mais rápida e com melhor custo benefício de avaliar uma turbina.

Normalmente as turbinas de alta pressão apresentam menores rendimentos do que as de média pressão devido às perdas por vazamentos. Já a turbina de baixa pressão tem seu rendimento prejudicado pela umidade nos últimos estágios onde 1% de umidade implica em 1% de perda de eficiência no estágio (Cotton, 1998 *apud* Flores, 2016). Um prognóstico de desempenho das turbinas envolve o cálculo da eficiência isoentrópica, cálculo da eficiência pelo uso das linhas de expansão, cálculo das perdas na exaustão, cálculo das vazões de selagem e cálculo das perdas mecânicas (FLORES, 2016).

Um processo isoentrópico é aquele onde a entropia permanece constante, ou seja, o processo é reversível e também adiabático, pois não há troca de calor. Esse modelo não existe na prática pois na realidade fatores como atrito, transferência interna de energia como redistribuição, ou irreversibilidades externas por transferência de calor fazem com que a expansão deixe de ser adiabática e reversível (MORAIS, 2007). Porém, como já foi citado, o cálculo da eficiência isoentrópica, equação 5, é a forma mais rápida de se avaliar uma turbina.

$$\eta_{tv}(\%) = 100 \cdot \frac{\dot{W}_{real}/\dot{m}}{\dot{W}_{iso}/\dot{m}} \quad (5)$$

Em que:

$\eta_{tv}$ : rendimento da turbina;

$\dot{W}_{real}$ : potência real gerada durante a expansão do vapor;

$\dot{W}_{iso}$ : potência que seria gerada se o processo fosse isentrópico.

#### 2.9.5 Causas de queda de desempenho na turbina

No que se refere a danos em turbinas a vapor, quatro problemas em comum podem ser esperados: vazamentos excessivos de vapor (danos por desgaste a atrito no sistema de selagem), erosão por partículas sólidas, danos internos e incrustações (FLORES, 2016). A tabela 3 apresenta uma síntese dos sintomas que estão presentes nos problemas citados acima:

Tabela 3: Carta de Diagnóstico de Perdas Características

<b>Danos por Desgaste e Atrito no Sistema de Selagem</b>	
Modo de Aparecimento	Acontece rapidamente – mais comumente na primeira partida.
Efeito Local	Aumento da vazão de vapor. Diminuição na eficiência da seção.
Efeitos Colaterais	Prejudica o escoamento do vapor.
Aparência do Efeito	A razão da porcentagem de variação da eficiência pela porcentagem da variação na vazão geralmente é maior do que 1 (valores absolutos).
Danos Especiais	Nenhum dano especial.
<b>Danos por Erosão por Partículas Sólidas</b>	
Modo de Aparecimento	Usualmente aparece de forma gradual.
Efeito Local	Aumento na vazão de vapor. Diminuição da eficiência. Os efeitos são piores, geralmente, na admissão do vapor e nos primeiros estágios da turbina. A magnitude da erosão pode ser mais grave nas válvulas de admissão de vapor (parcializadoras).
Efeitos Colaterais	Varição ou mudança da potência produzida; mudança na distribuição de pressão pelos estágios e mudança na distribuição da vazão de vapor pelas seções da turbina.
Aparência do Efeito	O efeito pode ser maior em cargas parciais. As perdas na eficiência comparadas às de projeto serão muito maiores em cargas parciais.
Danos Especiais	Sobrecarga dos bocais
<b>Danos por Incrustações</b>	
Modo de Aparecimento	Usualmente de forma gradual, podendo alcançar uma magnitude autolimitante, quando não é mais possível aumentar a agregação de material.
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuindo a vazão de vapor admitido pela turbina
Efeitos Colaterais	Mudança na potência e mudança na distribuição das pressões através da turbina.
Aparência do Efeito	A eficiência da seção pode diminuir de 3 a 4 vezes assim como a vazão de vapor pela turbina. Ocorrem mudanças na distribuição das cargas axiais sobre os mancais, na direção oposta ao fluxo de vapor.
Danos Especiais	Danos por esforços excessivos sobre os mancais de escora.
<b>Danos Internos</b>	
Modo de Aparecimento	Geralmente abrupta – podendo ter os sintomas subsequentes
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuição na vazão de vapor pela turbina
Efeitos Colaterais	Aumento na vibração; mudança na distribuição das pressões pela turbina; mudanças nos esforços axiais sobre os mancais.
Aparência do Efeito	Não existe um padrão consistente.
Danos Especiais	Quebra ou perdas de partes ou estruturas mecânicas da máquina.

Fonte: LI *et al* (1985)

As perdas mencionadas na tabela 3 são altamente variáveis. A erosão por partículas sólidas é resultante das tubulações da caldeira, provocados por materiais oxidados que são arrastados pelo vapor. Nesse caso, observa-se um aumento da vazão de vapor e a diminuição da eficiência da turbina. Essa erosão normalmente ocorre nos primeiros estágios na admissão do vapor por ser mais severa nesse local (FLORES, 2016).

Um estudo realizado pela North American Electric Reliability Council (NERC) é apresentado por Latcovich, et al. (2005), onde são apresentadas as principais causas de falha em centrais termelétricas que usam combustíveis fósseis. A tabela 4 mostra os mecanismos de falha, as causas e uma classificação quanto a frequência e gravidade da ocorrência:

Tabela 4: Mecanismos de falha, causas, frequência e severidade em instalações fósseis.

Componente	Modo de Falha	Causa	Frequência	Gravidade
Rotores e mancais	Perda de lubrificação	-Falhas nas válvulas comutadoras - Falha na bomba de óleo reserva -Vazamento de óleo -Ruptura de vedação	1	3
Aro de consolidação	Fadiga, corrosão, erosão, atrito	-Quebra da palheta ou aro de consolidação - Corrosão por pite -Corrosão química -Pressão elevada na turbina de baixa pressão -Introdução de água -Projeto frágil	2	2
Rotor da turbina	Sobrevelocidade com ou sem indução de água	-Válvula de retenção travada aberta no momento de parada -Sistema mecânico de segurança não funcionou -Válvula de controle travada parcialmente aberta -Falha nos controladores	3	1
Rotor da turbina	Atrito com carcaça Elevada vibração	-Fechamento rápido da válvula incorreto -Contato direto com componentes internos -Desalinhamento -Sistema de proteção não funcionou	2	2
Estatores e palhetas das turbinas de alta e média pressão	Erosão por partículas sólida	-Esfoliação das tubulações da caldeira -Válvula de controle quebrada	3	4
Estatores e palhetas das turbinas de baixa pressão	Erosão por condensado	-Vapor saturado na turbina de baixa pressão -Projeto falho	3	4
Estatores e palhetas de todas as seções	Dano por material estranho.	-Detritos na entrada da turbina -Válvula de controle quebrada -Partícula quebrada de componente interno que é carregado pelo vapor	4	3

Fonte: Adaptada de LATCOVICH, *et al.* (2005)

## 2.10 FORMULAÇÃO IAPWS-IF97

A organização internacional conhecida como “the International Association for the Properties of Water and Steam” (IAPWS), promove formulações para as propriedades da água e vapor leve, água pesada e soluções aquosas. Essas formulações permitem realizar cálculos termodinâmicos de alta precisão e desempenho. Para determinar a eficiência de máquinas térmicas que utilizam como fluido de trabalho a água, essa formulação é extremamente útil (BAPTISTA, 2005).

## 2.11 THEORETICAL STEAM RATES (TSR) E ACTUAL STEAM RATE (ASR)

Definidas as condições iniciais de temperatura e pressão do vapor, e a pressão de saturação do vapor de escape em uma turbina, as taxas (TSR) especificam a quantidade de calor de vapor necessária para gerar um kWh em uma turbina ideal, ou seja, expansão isoentrópica (TURNER, 2007). A fórmula do TSR é dada por:

$$TSR \left( \frac{lb}{kWh} \right) = \frac{3412 \text{ Btu/kWh}}{h_e - h_s \text{ Btu/lb}} \quad (6)$$

O ASR, dada pela equação 7, é a quantidade de vapor necessário para a geração de um kWh dada as condições de operação da turbina, desconsiderando as perdas adiabáticas, perdas no gerador e no redutor (TURNER, 2007).

$$ASR \left( \frac{lb}{kWh} \right) = \frac{TSR}{\eta_{tv}} \quad (7)$$

### **3 METODOLOGIA**

A metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho consiste em uma pesquisa aplicada com uma abordagem quantitativa com o intuito de verificar a eficiência isoentrópica de uma turbina a vapor em uma fábrica de celulose e papel. Através da coleta de dados realizou-se um comparativo entre dois cenários da turbina a vapor para verificar se após a parada geral da fábrica, a eficiência praticada pela máquina permaneceu a mesma. Para avaliar o comportamento da turbina como um todo e identificar se a perda de eficiência estava no primeiro ou segundo estágio, foi avaliada a eficiência com a extração fechada, ou seja, o vapor entrou na turbina, passando direto pela condensação.

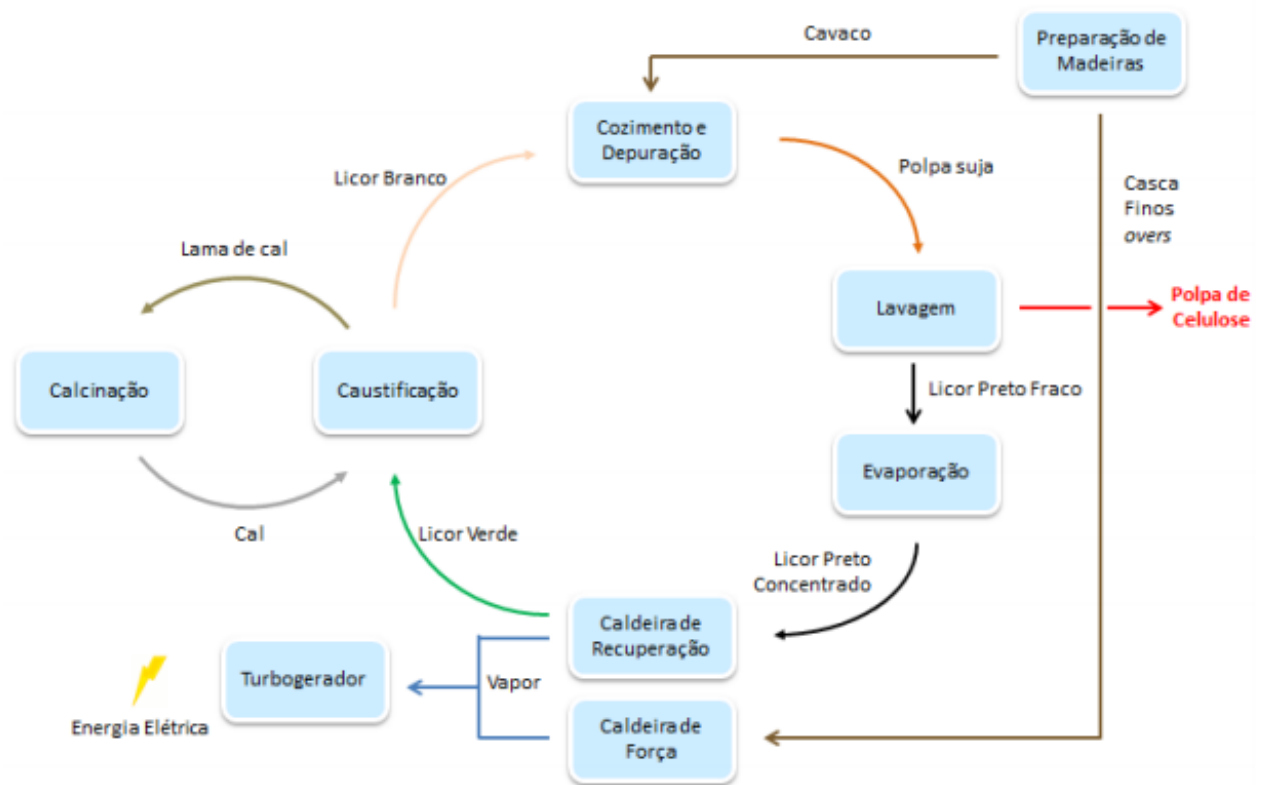
#### **3.1 CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO NA EMPRESA**

Na indústria em questão, o processo utilizado na fabricação de papel é o Kraft consiste na preparação das madeiras, deixando-as no tamanho de cavacos com dimensões bem definidas, enquanto a casca que não é utilizada para produzir celulose é enviada como biomassa para uma caldeira de força. Os cavacos úteis passam por um processo de cozimento onde são misturados ao licor branco. A polpa obtida nessa etapa passa por uma lavagem e o rejeito, chamado de licor preto fraco segue para a planta de evaporação onde será concentrado para ser queimado em uma caldeira de recuperação.

O vapor resultante da queima é enviado para um turbogerador enquanto o fundido (licor verde) segue para a planta de caustificação onde será recuperado para ser utilizado novamente no cozimento. O rejeito gerado no processo de caustificação (lama de cal) é enviado para a calcinação onde será recuperado na forma de cal. A figura 14 mostra o esquema para a fabricação do papel:



Figura 14: Processo de fabricação de celulose e cogeração

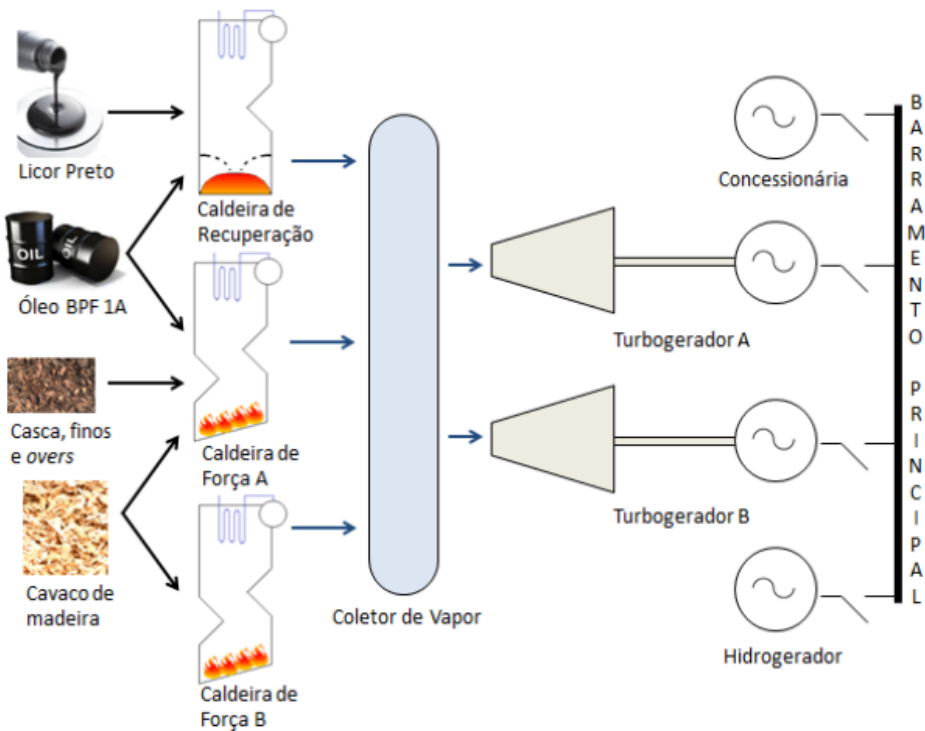


Fonte: Produzido pelo autor (2019)

### 3.2 COGERAÇÃO NA EMPRESA

Na cogeração da indústria em questão são utilizados três tipos de combustíveis: licor preto, óleo e biomassa de cavacos ou cascas. O ideal é que as indústrias não utilizem óleo para queima na caldeira, pois o custo é extremamente alto, além de se tratar de um combustível fóssil que contribui para emissão dos gases de efeito estufa, por isso a importância de se recuperar o licor preto para a queima. No processo de autoprodução são usadas três caldeiras, duas de força e uma de recuperação. O vapor é coletado e enviado para duas turbinas onde parte é utilizado para gerar energia e parte é destinado ao processo. A figura 15 mostra o processo de geração de energia:

Figura 15: Esquema de cogeração



Fonte: Produzido pelo autor (2019)

### 3.3 CARACTERIZAÇÃO DA TURBINA

A turbina do estudo é de extração condensação, ou seja, parte do vapor superaquecido que chega até a turbina é utilizado para gerar energia enquanto a outra parte é condensada e retorna para a caldeira fechando o ciclo. Essa turbina é composta por dois estágios, o primeiro que consiste na extração, antes da câmara da roda, e o segundo onde o vapor que não é extraído vai para o processo de condensação. A tabela 5 apresenta os parâmetros de operação da turbina a vapor:

Tabela 5: Dados da turbina a vapor

Dados	Valores
Modelo	TMCE 15000
Potência	15 MW
Rotação	8.000 rpm
Pressão de admissão	42 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de admissão	400 °C
Pressão de extração	11 kgf/cm <sup>2</sup>
Pressão de condensação	-0,8 kgf/cm <sup>2</sup>

Fonte: Produzido pelo autor (2019)

A parada geral é comum em indústrias que trabalham continuamente, ela ocorre geralmente uma vez por ano e consiste principalmente em realizar manutenções em equipamentos que só podem ser feitas quando não estão em movimento. A turbina em questão passou por uma manutenção durante a parada e começou a apresentar alguns sinais de baixa eficiência. O mais evidente foi o de que para gerar uma mesma quantidade de energia, a turbina estava demandando mais vapor no segundo estágio, na condensação. Diante disso, realizou-se uma avaliação isoentrópica da turbina e comparou-se a eficiência da máquina antes da parada geral e depois.

### 3.4 COLETA DE DADOS

Os dados foram coletados com base no sistema PI, utilizado na empresa para visualizar e analisar os parâmetros em diversos pontos no processo. Na turbina, os medidores de vazão, pressão e temperatura são interligados ao sistema, de forma que a cada segundo, os valores da medição são armazenados no PI. Cada parâmetro do equipamento que é mapeado por esse sistema possui uma tag, a qual registra a informação.

No Excel, o PI entra como um suplemento, dessa forma os dados podem ser trabalhados em planilhas. É possível coletar dados de anos anteriores e no intervalo de tempo desejado. Nesse caso, coletaram-se dados de pressão,

temperatura e vazão de um período onde a vazão se apresentava estável, em 2018, e dados após a parada geral em 2019. Os dados foram coletados por uma hora, a cada segundo, gerando uma quantidade de 3600 dados. Foi escolhido um período onde a variação da vazão fosse pequena para aumentar a confiabilidade dos resultados conforme é mostrado pelos dados da vazão na Figura 16.

Figura 16: Gráfico de vazão de admissão do 1º estágio após parada geral



Fonte: Produzido pelo autor (2019)

### 3.5 AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DA TURBINA

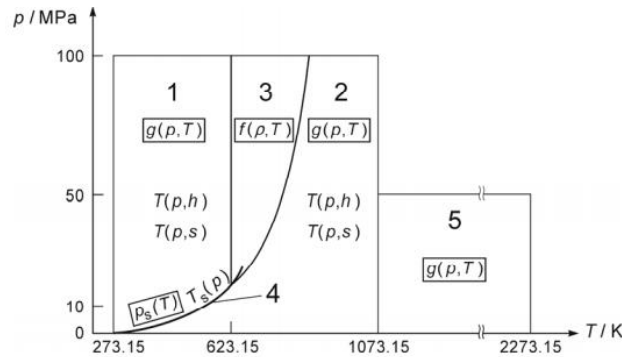
A eficiência isoentrópica foi calculada para o primeiro estágio que vai da admissão até a extração e para o segundo estágio da turbina que vai da extração até a condensação. E para a avaliação com a extração fechada, calculou-se a eficiência da turbina com base na admissão e na condensação. Inicialmente determinou-se os valores da entalpia e do TSR, para posteriormente determinar a eficiência isoentrópica.

#### 3.5.1 Determinação da entalpia e do TSR

Para os cálculos da entalpia e do TSR dos vapores de admissão, extração e condensação, utilizou-se um programa de cálculo automático de propriedades de vapor e água desenvolvido no Excel com base na formulação IAPWS-IF97 R2007. A IAPWS IF 97 divide o vapor e a água em 5 regiões (Figura 17) e para cada uma delas, por ensaios empíricos, foram criadas diferentes equações aproximadas para o cálculo de variáveis como entalpia, calor específico a

pressão constante, velocidade do som, pressão de saturação, volume específico dentre outros.

Figura 17: Divisão do vapor e água em 5 regiões



Fonte: IAPWS – IF97 (1997)

De acordo com os parâmetros de temperatura e pressão de operação da turbina, as entalpias de admissão e extração encontram-se na região 2 e a de condensação na região 4 que corresponde a linha de saturação. Para efetuar o cálculo no excel, coletam-se os dados de vazão, temperatura e pressão da turbina por meio da tag via PI, e utiliza-se o suplemento de excel para cálculo das entalpias. A figura 18 mostra as fórmulas utilizadas para o cálculo, onde a equação de admissão e extração é diferente da equação para a condensação, pois para as duas primeiras são usados valores de pressão e temperatura de admissão e extração e para a segunda, apenas o valor da pressão de condensação.

Figura 18: Fórmulas do suplemento de excel para cálculo termodinâmico

=hpt(F5;H5)				=HPQ(R5;0,95)		
U	V	W	X	W	Y	Z
H Adm		H Ext		H Ext	H Esc	
kJ/kg	btu/lb	kJ/kg	btu/lb	kJ/kg	kJ/kg	btu/lb
3.225,87	1.386,87	3.030,01	1.302,67	3.030,01	2.571,51	1.105,55
3.225,86	1.386,87	3.030,01	1.302,67	3.030,01	2.571,51	1.105,55
3.225,87	1.386,87	3.030,01	1.302,67	3.030,01	2.571,51	1.105,55
3.225,89	1.386,88	3.030,01	1.302,67	3.029,60	2.571,50	1.105,54
3.225,93	1.386,90	3.029,60	1.302,49	3.029,60	2.571,50	1.105,54
3.225,94	1.386,90	3.029,60	1.302,49	3.029,60	2.571,50	1.105,54
3.225,92	1.386,90	3.029,60	1.302,49	3.029,43	2.571,48	1.105,54
3.225,88	1.386,88	3.029,43	1.302,42	3.029,43	2.571,48	1.105,54
3.225,86	1.386,87	3.029,43	1.302,42	3.029,43	2.571,48	1.105,54
3.225,87	1.386,87	3.029,43	1.302,42	3.029,43	2.571,48	1.105,54
3.225,86	1.386,87	3.029,43	1.302,42	3.029,40	2.571,48	1.105,54

Fonte: Produzido pelo autor (2019)

O cálculo do TSR também é realizado e por meio dele, posteriormente, é possível calcular a eficiência isoentrópica. Nesse caso o TSR é calculado para os dois estágios da turbina, extração e condensação, a fórmula é a mesma para os dois, o que varia são as pressões e temperatura utilizadas no cálculo. A figura 19 apresenta a fórmula utilizada para cálculo do TSR. Para o primeiro estágio utilizam-se a pressão e temperatura de admissão e a pressão de extração e para o segundo estágio pressão e temperatura de extração e pressão de condensação.

Figura 19: Fórmulas do suplemento de excel para o cálculo do TSR

f <sub>x</sub> =TsrPiTiPo(F5;H5;L5)				f <sub>x</sub> =TsrPiTiPo(L5;N5;R5)			
AA	AB	AC	AD	AA	AB	AC	AD
TSR 1º Estágio		TSR 2º Estágio		TSR 1º Estágio		TSR 2º Estágio	
t/MWh	lb/kWh	t/MWh	lb/kWh	t/MWh	lb/kWh	t/MWh	lb/kWh
13,46	29,67	7,33	16,15	13,46	29,67	7,33	16,15
13,46	29,67	7,33	16,15	13,46	29,67	7,33	16,15
13,46	29,67	7,33	16,15	13,46	29,67	7,33	16,15
13,46	29,68	7,33	16,15	13,46	29,68	7,33	16,15
13,47	29,70	7,33	16,15	13,47	29,70	7,33	16,15
13,47	29,70	7,33	16,15	13,47	29,70	7,33	16,15
13,47	29,70	7,33	16,15	13,47	29,70	7,33	16,15

Fonte: Produzido pelo autor (2019)

### 3.5.2 Cálculo da eficiência isoentrópica

A eficiência isoentrópica foi calculada com base nas seguintes fórmulas

$$\eta_{tv} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{iso}} \quad TSR = \frac{3412}{\Delta h_{iso}} \quad ASR = \frac{TSR}{\eta_{tv}}$$

$$\eta_{tv} = \frac{TSR}{ASR} = \frac{3412/\Delta h_{iso}}{ASR}$$

$$\frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{iso}} = \frac{3412}{ASR \cdot \Delta h_{iso}}$$

$$ASR = \frac{3412}{\Delta h_{real}}$$

$$\eta_{tv} = \frac{TSR}{ASR} \quad \therefore \quad \eta_{tv} = \frac{TSR}{3412 / \Delta h_{real}}$$

$$\eta_{tv} = \frac{TSR \cdot \Delta h_{real}}{3412}$$

A partir dessa equação foi possível calcular a eficiência isoentrópica da turbina.

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A tabela 6 mostra um comparativo entre os principais indicadores da turbina, ao longo de uma hora nos períodos antes e após a parada geral. Destacam-se o aumento superior a 100% na vazão de vapor para a condensação depois da parada geral e o aumento da temperatura do vapor na extração. Isso é um forte indicativo de que a turbina perdeu eficiência isoentrópica no primeiro estágio.

Tabela 6: Comparação entre os parâmetros de operação da turbina.

Indicadores de processo	Antes da PG	Depois da PG
Vazão de admissão	66,61 t/h	71,07 t/h
Pressão de admissão	37,45 kgf/cm <sup>2</sup>	37,80 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de admissão	396,97 °C	400,39 °C
Vazão de extração	57,90 t/h	53,09 t/h
Pressão de extração	12,52 kgf/cm <sup>2</sup>	12,51 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de extração	278,31 °C	294,11 °C
Vazão de condensação	8,71 t/h	17,98 t/h
Pressão de condensação	-0,9 kgf/cm <sup>2</sup>	-0,9 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de condensação	42,15 °C	49,27 °C
Potência	5,34 MW	5,80 MW

Fonte: Produzido pelo autor (2019)

Numa condição de processo, a pressão e temperatura do vapor para as turbinas dependem unicamente da geração de vapor das caldeiras e portanto podem ser considerados constantes o que implica dizer que a entalpia para esse ponto também é constante. Além disso, a malha de controle da turbina representada na figura 17 na página 45, mostra que a válvula de admissão para o segundo estágio também denominado LP faz o controle da pressão para o processo, que é a pressão de saída do primeiro estágio.

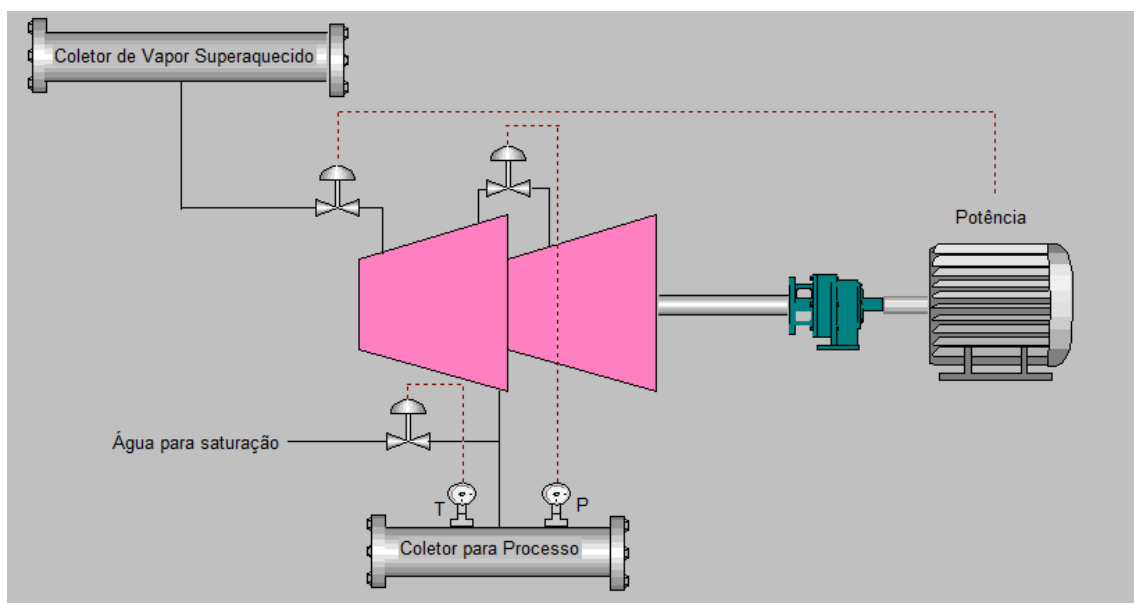
Com esse estado fixado e sabendo que a eficiência isoentrópica da turbina é dada pela equação 5, a variação da entalpia de saída vai ser o único



parâmetro que irá gerar uma alteração na eficiência. Sendo assim, quando ocorre um aumento de temperatura do vapor de extração isso indica que a entalpia de saída do primeiro estágio aumentou conseqüentemente o salto entálpico diminuiu que implica em uma redução da eficiência.

O aumento de temperatura na condensação pode ser consequência da temperatura de saída do primeiro estágio para o segundo, devido à perda de eficiência no primeiro estágio. Sem a análise de eficiência isoentrópica não é possível afirmar qual estágio da turbina está com a eficiência reduzida.

Figura 20: Diagrama simplificado de controle de admissão de vapor



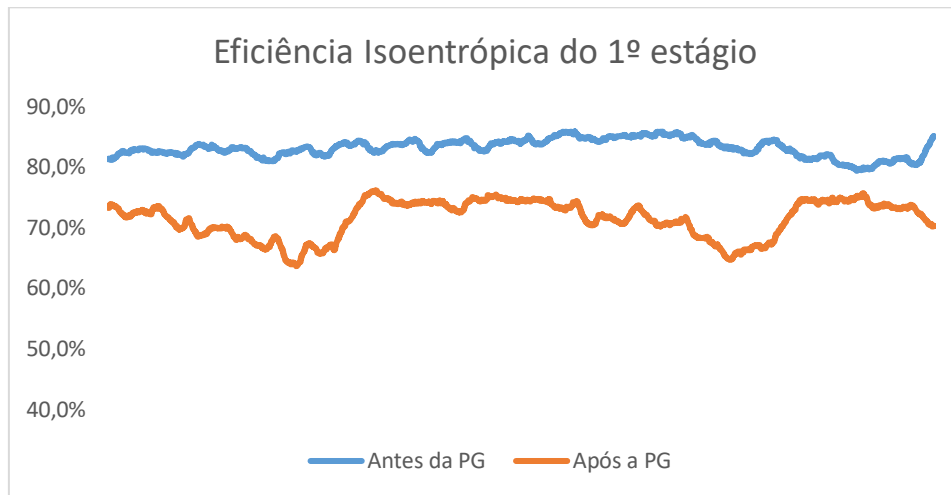
Fonte: Produzido pelo autor (2019)

O aumento na vazão de condensação pode ser resultado de três fatores. O primeiro está relacionado com o aumento da demanda de energia pela fábrica, o segundo tem relação com a diminuição da vazão de extração quando o processo precisa de menos vapor, dessa forma o primeiro estágio gera menos energia e para manter a demanda da fábrica a condensação consome mais vapor. O terceiro fator está ligado a ineficiência do primeiro estágio que passa a gerar menos energia para a mesma passagem de vapor no primeiro estágio.

Analisando o histórico antes da parada geral, verificou-se que o primeiro estágio da turbina apresentou a média de eficiência isoentrópica de 83,1% enquanto o segundo estágio uma média de 86,8%. Após a parada geral notou-se que o primeiro estágio teve uma redução no seu desempenho, apresentando

uma média de eficiência de 71,3 % enquanto o segundo estágio teve a sua eficiência aumentada para 93,1%. As comparações entre o primeiro e segundo estágio antes e após a parada geral são mostrados nas figuras 21 e 22, respectivamente:

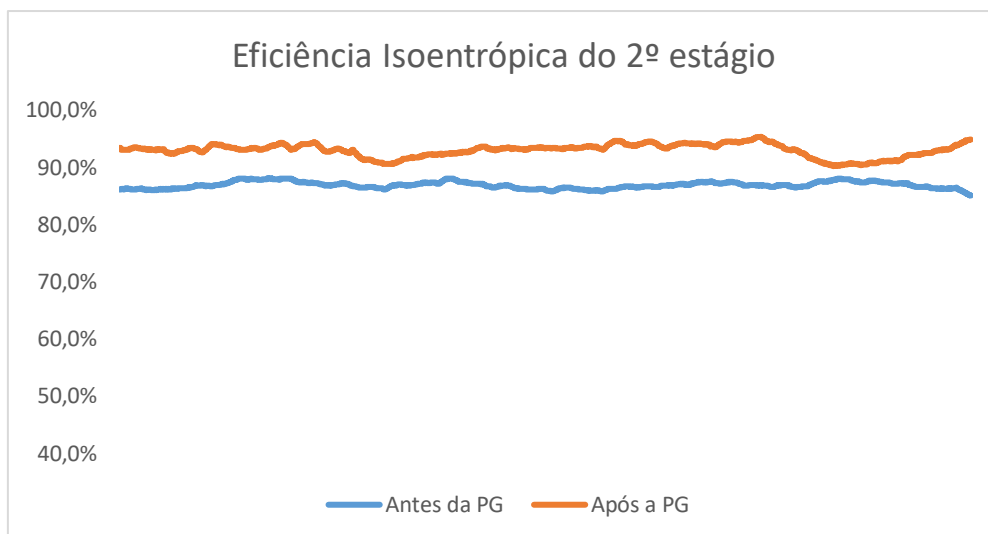
Figura 21: Comparativo da eficiência isoentrópica do 1º estágio durante uma hora



Fonte: Produzido pelo autor (2019)

Analisando o gráfico comprova-se as deduções de que a vazão de condensação e a temperatura aumentaram devido à redução de eficiência do primeiro estágio.

Figura 22: Comparativo da eficiência isoentrópica do 2º estágio durante uma hora



Fonte: Produzido pelo autor (2019)

O aumento da eficiência isoentrópica no segundo estágio está diretamente relacionado com o aumento da temperatura de extração porque não houve variação na entalpia de saída, uma vez que a pressão é a mesma e o vapor está constantemente no ponto de saturação.

Com base nos dados obtidos pela análise, comprova-se que o primeiro estágio perdeu eficiência isoentrópica. Para o segundo estágio essa mesma avaliação é inconclusiva, pois a temperatura de saída sempre será a de saturação, pois o vapor passa por um condensador, e a pressão se mantém constante o que indica que a eficiência dependerá dos parâmetros de saída da extração. Para avaliar a eficiência isoentrópica do segundo estágio adequadamente seria fundamental conseguir mensurar o percentual de vapor e condensado na saída da turbina antes da entrada no condensador o que determinaria exatamente a sua entalpia na saída. Para os cálculos nesse trabalho foi estimado em 95% o percentual de vapor.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A partir do cálculo da eficiência isoentrópica foi possível concluir que certamente o primeiro estágio da turbina apresenta algum modo de falha observado pela perda de eficiência. A respeito do segundo estágio existem indícios que ele também pode estar com perda de eficiência no entanto as análises realizadas nesse trabalho não são suficientes para confirmar essa suspeita.

Discorrendo sobre as possíveis causas que levaram a esta ocorrência sugere-se o aprofundamento da pesquisa como os próximos passos na investigação na presença de depósito no primeiro e segundo estágio e corrosão no segundo estágio, visto que, de acordo com IAPWS TGD5, a presença de impurezas no vapor pode provocar depósito nas paletas da turbina, expansores, válvulas, hastes prejudicando a boa distribuição de vapor no interior da turbina ocasionando a referida perda de eficiência. Essa mesma referência descreve que as causas da impureza do vapor estão relacionadas a arraste pelo tubulão de vapor da (s) caldeira (s), presença de impurezas na água de desuperaquecimento das caldeiras e presença de sólidos provenientes de processo de corrosão nas linhas de transporte de vapor.

Mais provável de se formar no segundo estágio, mas também importante de se avaliar em futuros estudos é a ocorrência de corrosão nas zonas mais próximas da condensação. Essa corrosão se dá pela nucleação, formação de pequenas gotículas de água, com até mil vezes a concentração de sais presentes no vapor, ocasionando depósito principalmente crítico na região de junção das pás com o eixo do rotor. Na oportunidade de uma parada da turbina esse depósito altamente higroscópico tende a acumular umidade e proceder a um processo de corrosão formando pitch.

Estudos de LI *et al* (1985) apontam que a erosão por partículas sólidas ocasiona o aumento da vazão de vapor e diminuição da eficiência, afetando principalmente as válvulas de admissão da turbina nos primeiros estágios. Essa erosão ocasiona variação ou mudança na potência produzida, mudança na distribuição de pressão pelos estágios e mudança na distribuição da vazão de vapor pelas seções da turbina.

## 6 REFERÊNCIAS

BAPTISTA, Benedito Dias. **Atualidades nas formulações das propriedades da água e vapor para fins industriais e científicos.** 2005.

BARJA, Gabriel de Jesus Azevedo. **A Cogeração e sua Inserção ao Sistema Elétrico.** 2006. 157 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2006.

BLOCH, Heinz P.; SINGH, Murari P. **Steam Turbines: Design, applications and re-ratings.** 2. ed. Nova Iorque: Mcgraw Hill, 2009. 414 p.

BRANCO, Fabiano Pagliosa. **Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado.** 2005. 156 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, São Paulo, 2005.

COGEN, Associação da indústria de cogeração de energia. **Evolução na cogeração no Brasil.** 2019.

COLLAÇO, Flavia Mendes de Almeida; BERMANN, Celio. Perspectivas da Gestão de Energia em âmbito municipal no Brasil. **Estudos Avançados**, São Paulo, v. 89, n. 31, p.213-235, fev. 2017.

DOTY, Steve; TURNER, Wayne C. **Energy Management Handbook.** 6. ed. Lilburn: The Fairmont Press, 2007.

ELETROBRÁS, Centrais elétricas brasileiras (Rio de Janeiro). **Eficiência energética no uso de vapor.** 2005.

EPE, Empresa de pesquisa energética. **Matriz Energética e Elétrica.** 2019.

FERRAZ, Vanderleia Contini. **Termelétricas- uma visão geral: combustíveis, ciclos térmicos, eficiência.** 2018. 119 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

FERREIRA, Daniel José de Oliveira. **Modelagem de caldeira de recuperação química Kraft**. 2013. 209 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

FLORES, Luiz Fernando Valadão. **Desenvolvimento de metodologia para diagnóstico térmico de turbinas a vapor em ciclo combinado com cogeração**. 2016. 261 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2016.

IAPWS, The International Association for the Properties of Water and Steam, **“Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam,”** Erlangen, Germany, September 1997

INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM. **TGD5-13: Steam Purity**. Londres: IAPWS, 2013.

LATCOVICH, J. **“Maintenance and overhaul of steam turbines”**, Moscow, 2005.

LI, K. W.; PRIDDY, A. P., **“Power Plant System Design”**, Editora John Wiley & Sons, New York, 1985.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 2.

MME, Ministério de Minas e Energia (Minas Gerais). **Oferta e Demanda de Energia; Instalações Energéticas; Energia no Mundo**. 2019.

MORAIS, Cláudio Ferreira de. **Metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor operando em ciclos convencionais e combinado**. 313 f. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.

MUNIZ, Adão Linhares; ANDRADE, José Flávio Martins de. **Potencial técnico de cogeração do setor de papel e celulose no Brasil: presente e futuro**. 1999.

PIRES, Eduardo Alfredo; MULLER JUNIOR, Hamilton; SUARES, Runan Aguirre. **Estudo de viabilidade técnica/econômica para instalação de um**

**termogerador em queimador de gases de estufas.** 2013. 98 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Industrial Elétrica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

SANTOS, Fernando Alves dos. **Análise da Aplicação da Biomassa da Cana como Fonte de Energia Elétrica:Usina de açúcar etanol e bioeletricidade.** 2012. 115 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Energia e Automação Elétricas, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

SANTOS, Fernando Butierres dos; NOVO, Luciana Morgani Alves. **Fundamentos teóricos relacionados a cogeração e o exemplo da central de cogeração infoglobo.** 2018. 176 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

SONNTAG, Richard; BORGNAKKE, Claus. **Introdução à Termodinâmica para Engenharia.** Minas Gerais: Ltc, 2003.

TOLMASQUIM, Mauricio. **Energia Termelétrica - Gás natural, Biomassa, Carvão, Nuclear.** Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética (epe), 2016. 417 p.