



U F *M* G

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**

**ESCOLA DE ENGENHARIA**

**PPGEE**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO**

**FONTES RENOVÁVEIS DE ENERGIA**

**GERAÇÃO, OPERAÇÃO E INTEGRAÇÃO**

Monografia de Final de Curso

**“AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DA  
BIOMASSA COMO INSUMO ENERGÉTICO PRIMÁRIO”**

por

**Marcos César Isoni Silva**

**Prof. Raphael Nunes, Dr.  
(Orientador)**

Belo Horizonte-MG  
Novembro de 2019

S586a	<p>Silva, Marcos César Isoni.  Avaliação de um sistema de trigeriação de energia a partir da biomassa como insumo energético primário [recurso eletrônico] / Marcos César Isoni Silva. – 2019.  1 recurso online (128 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.</p> <p>“Monografia apresentada ao Curso de Especialização em Fontes renováveis: geração, operação e integração da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais”</p> <p>Apêndices: f. 124-128.</p> <p>Bibliografia: f. 115-123.  Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia elétrica. 2. Energia renovável. 3. Biomassa. 4. Bagaço de cana. 5. Energia elétrica e calor - Cogeração. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p>
-------	---

CDU: 621.3



## ATA DA DEFESA DA MONOGRAFIA DO ALUNO MARCOS CÉSAR ISONI SILVA

Realizou-se, no dia 25 de novembro de 2019, às 16:00 horas, Sala 4409, Bloco 1, Escola de Engenharia, da Universidade Federal de Minas Gerais, a defesa de monografia, intitulada *AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DA BIOMASSA COMO INSUMO ENERGÉTICO PRIMÁRIO*, apresentada por MARCOS CÉSAR ISONI SILVA, número de registro 2018705029, graduado no curso de ENGENHARIA ELÉTRICA, como requisito parcial para a obtenção do certificado de Especialista em FONTES RENOVÁVEIS - GERAÇÃO, OPERAÇÃO E INTEGRAÇÃO, à seguinte Comissão Examinadora: Prof(a). Raphael Nunes de Oliveira - Orientador (Universidade Federal de Minas Gerais), Prof(a). Prof. Dr. Leandro Soares de Oliveira (Escola de Engenharia - UFMG).

A Comissão considerou a monografia:

Aprovada

Reprovada

Finalizados os trabalhos, lavrei a presente ata que, lida e aprovada, vai assinada por mim e pelos membros da Comissão.

Belo Horizonte, 25 de novembro de 2019.

  
Prof(a). Raphael Nunes de Oliveira (Doutor)

  
Prof(a). Prof. Dr. Leandro Soares de Oliveira (Doutor)

## Resumo

Este estudo apresenta uma abordagem das características gerais de operação de um sistema de produção simultânea de energia mecânica/elétrica e energia térmica (calor e frio), utilizando a biomassa (fonte de energia renovável) como insumo energético primário. Tal abordagem torna-se particularmente interessante por enfatizar a Cogeração e, mais especificamente, a Trigeração, conceito relativamente recente e atualmente em franca expansão no Brasil, especialmente no setor sucro-alcooleiro (setor de produção de açúcar e álcool/etanol), haja vista a ampla e crescente utilização do bagaço da cana-de-açúcar para a geração de vapor em caldeiras de alta pressão. No âmbito do conceito de Trigeração, e com base em casos reais encontrados na bibliografia técnica da área, o estudo explora as características operacionais de possíveis configurações para um sistema típico a partir da queima do bagaço de cana e possibilita a avaliação do nível de aproveitamento da energia e da eficiência ao longo da cadeia sucessiva de conversão energética (realização de trabalho mecânico, utilização de calor em processos, geração de eletricidade e produção de frio para climatização, por meio de um sistema de condicionamento de ar adotando o princípio da absorção, objetivando o conforto térmico humano). Em última análise, o estudo objetiva a investigação da viabilidade de um sistema hipotético, porém típico e com tecnologia atualmente empregada, contemplando: a caracterização e avaliação das condições operacionais, os possíveis pontos de operação no âmbito da trigeração (incluindo a produção de frio por absorção), a eficiência dos processos envolvidos e as correlações entre a matéria-prima renovável (cana-de-açúcar) e o consumo do energético primário considerado (bagaço de cana) face aos montantes de energia obtidos. Com base nesse enfoque, os principais resultados do estudo apontam que a eletrificação dos equipamentos da moagem da cana (em substituição aos turbo-acionamentos a vapor) pode elevar o desempenho energético global da planta e proporcionar a geração de maiores montantes de energia elétrica. Os resultados também revelam que a agregação de sistemas para a obtenção da Trigeração só se faz efetiva do ponto de vista energético global se a energia demandada pelos sistemas agregados for significativa perante a energia total disponibilizada. Neste trabalho esse fato ficou evidenciado já que a operação de um *chiller* de absorção de 410 TR incorporado ao sistema (para condicionamento de ar das áreas administrativas e de apoio à produção) elevou o fator global de utilização de energia em apenas 1,7 % na configuração energeticamente mais eficiente.

Palavras-chave: Fontes renováveis de energia, Biomassa, Bagaço de cana, Cogeração, Trigeração.

## **Abstract**

*This study presents an approach about the general operational characteristics of a simultaneous system of mechanical, electrical and thermal energy (heat and cold) production using biomass (renewable energy source) as the primary energetic input. This approach becomes particularly interesting as it emphasizes Cogeneration and, more specifically, Trigereneration, a relatively recent concept, that is clearly expanding in Brazil nowadays, specially in sugar-and-alcohol industries, due to the wide and growing use of sugarcane bagasse for vapour production in high pressure steam-boilers. Within the concept of Trigereneration, and based on real cases studies found on technical bibliography, the study explores the operational characteristics of a possible typical system configuration using burnt sugarcane bagasse, and enables evaluations related to energy usage and the estimation of efficiency along energy conversion successive stages (mechanical work performing, heat utilization in processes, electricity generation and cold production in air conditioning absorption system, in order to provide chilled air for human thermal confort). Ultimately, the goal of this study is to investigate the viability of a hypothetical (but typical and technologically updated) system, contemplating: the characterization and evaluation of the operational conditions, the main operating points considering the trigereneration (including cold production by an absorption subsystem), the efficiency of processes involved and the correlations between the primary energetic consumption (sugarcane bagasse) in the face of the amounts of resultant energies. Based on this approach, the main results of this study reveal that, with the electrification of milling equipments (in place of steam driven equipments), it's possible to increase the energetic performance of the plant and provide an increment of electrical energy generated amounts. The results also reveal that to aggregate systems in order to enable the Trigereneration will be an energetically effective procedure only if their energy demand is significant in front of the total available energy. In this work this fact was attested once that the operation of a 410 TR absorption chiller integrated to the system (in order to provide colled air to administrative and production support areas) increased the global utilization energy factor in only 1.7 percent in the most efficient configuration.*

*Keywords: Energy renewable sources, Biomass, Sugarcane bagasse, Cogeneration, Trigereneration.*

## Lista de ilustrações

### Ilustrações

Figura 2.1 – Matrizes energéticas mundial e brasileira.	21
Figura 2.2 – Matrizes elétricas mundial e brasileira.	21
Figura 2.3 – Produção efetiva de energia elétrica no Brasil em 2018 por fonte.	22
Figura 2.4 – Produção efetiva de energia elétrica no Brasil em 2018 por fonte (exceto hidráulica).	23
Quadro 2.1 – Vantagens e desvantagens da biomassa	24
Quadro 2.2 – Vantagens e desvantagens da cogeração	26
Quadro 2.3 – Legislação relativa ao modelo para Setor Elétrico Nacional	27
Figura 2.5 – Base geral da cogeração de energia.	31
Figura 2.6 – Sistema básico de cogeração a vapor.	32
Figura 2.7 – Ciclo <i>Topping</i> .	33
Figura 2.8 – Ciclo <i>Bottoming</i> .	34
Figura 2.9 – Esquemático e fotografia de uma caldeira flamotubular a biomassa (pequeno porte).	37
Figura 2.10 – Esquemático e fotografia de uma caldeira aquatubular a biomassa (média pressão, 43 kgf/cm <sup>2</sup> ).	38
Figura 2.11 – Turbina de contra-pressão comercial (NG Metalúrgica).	40
Figura 2.12 – Turbina de condensação/extração comercial (NG Metalúrgica).	41
Figura 2.13 – Sistema de cogeração com turbina a vapor de contra-pressão (ciclo <i>topping</i> ).	42
Figura 2.14 – Sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação/ extração (ciclo <i>topping</i> ).	42
Figura 2.15 – Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contra-pressão e condensação (ciclo <i>topping</i> ).	44
Figura 2.16 – Ciclo de Rankine simples (ideal).	45
Figura 2.17 – Ciclo Rankine com superaquecimento (utilizando turbina de condensação).	46
Figura 2.18 – FUE típico em uma termelétrica e em uma planta de cogeração.	48
Figura 2.19 – Distribuição típica da energia em uma termelétrica e em uma planta de cogeração.	48
Figura 2.20 – Balanço térmico típico de uma termelétrica e de uma planta de cogeração.	49
Figura 2.21 a) – Cogeração com turbina a vapor de condensação/extração.	49
Figura 2.21 b) – Cogeração com turbina a vapor de contra-pressão.	49

Figura 2.22 – Possível sistema de trigeriação genérico/básico.	52
Figura 2.23 – Distribuição típica da energia em uma planta de cogeração.	53
Figura 2.24 – Fluxos de energia possíveis em um sistema de trigeriação.	54
Figura 2.25 – Ciclo básico de refrigeração por absorção.	55
Figura 2.26 – Fases de transformação do vapor a baixa pressão em vapor a alta pressão nos ciclos por Compressão Mecânica e por Absorção.	56
Figura 2.27 a) – Absorção por simples efeito (elementar).	
Figura 2.27 b) – Absorção por simples efeito (com trocador de calor adicional ou regenerador no circuito Gerador-Absorvedor).	57
Figura 2.28 – <i>Chillers</i> por Absorção para condicionamento de ar.	59
Quadro 2.4 – Alguns trabalhos sobre trigeriação (CHCP) fora do Brasil entre os anos 2002 e 2016	61
Quadro 2.5 – Alguns trabalhos sobre sistemas de co/trigeriação (CHCP) no Brasil nos últimos anos	64
Figura 3.1 – ESQUEMÁTICO 1 (moagem com turbo-acionamentos a vapor).	72
Figura 3.2 – ESQUEMÁTICO 2 (moagem com acionamentos por motores elétricos).	73
Quadro 3.1 – Situações em análise (moagem com turbo-acionamentos a vapor e moagem eletrificada)	82
Figura 4.1 – Potencial de geração de energia elétrica $x$ vazão de vapor no escape da turbina (moagem a vapor).	94
Figura 4.2 – Índices de desempenho global $x$ vazão de vapor no escape da turbina (moagem a vapor).	95
Figura 4.3 – Potencial de geração de energia elétrica $x$ vazão de vapor no escape da turbina (moagem eletrificada).	107
Figura 4.4 – Índices de desempenho global $x$ vazão de vapor no escape da turbina (moagem eletrificada).	108
Figura Ap1.1 – Dados técnicos de torres de resfriamento WTD.	127
Figura Ap2.1 – Entalpias específicas ( <i>software</i> CATT3).	128

## Lista de tabelas

### Tabelas

Tabela 2.1 – Poder calorífico inferior (PCI) do bagaço de cana	30
Tabela 3.1 – Características da planta industrial (cogeração) avaliada.	66
Tabela 3.2 – Acionamentos mecânicos da moagem realizados com pressão de vapor (com base no ESQUEMÁTICO 1 - Figura 3.1)	67
Tabela 3.3 – Acionamentos mecânicos da moagem realizados por meio de motores elétricos (com base no ESQUEMÁTICO 2 - Figura 3.2)	69
Tabela 3.4 – Características da edificação administrativa e de apoio à produção	74
Tabela 3.5 – Critérios para cálculo estimativo da carga térmica (prédio administrativo e de apoio)	75
Tabela 3.6 – Dados técnicos do chiller de absorção YORK, modelo YIA ST 5C2	76
Tabela 3.7 – Dados para dimensionamento da potência da bomba de água gelada e do motor elétrico	77
Tabela 3.8 – Dados para dimensionamento da potência da bomba de água de resfriamento/condensação e do motor elétrico	77
Tabela 3.9 – Dados para dimensionamento da potência do exaustor da torre de resfriamento de água e do motor elétrico	78
Tabela 3.10 – Dados técnicos/operacionais de equipamentos de processo consumidores de vapor (Referência: Esquemático 1 – Figura 3.1 - Moagem com vapor)	79
Tabela 3.11 – Características da turbina a vapor adotada	80
Tabela 3.12 – Características do gerador elétrico adotado	80
Tabela 3.13 – Características do gerador de vapor adotado	81
Tabela 4.1 – Parâmetros operacionais iniciais da planta - moagem acionada por turbo-acionamentos a vapor (base: Esquemático 1 – Figura 3.1)	85
Tabela 4.2 – Potência térmica absorvida no gerador do <i>chiller</i> de absorção (moagem a vapor)	88
Tabela 4.3 – Potência térmica (frio) cedida no evaporador do <i>chiller</i> de absorção (moagem a vapor)	89
Tabela 4.4 - Equipamentos elétricos internos ao <i>chiller</i> e equipamentos periféricos externos (moagem a vapor)	89
Tabela 4.5 – Determinação da eficiência térmica da caldeira a cada condição operativa (moagem a vapor)	91
Tabela 4.6 – Desempenho energético da turbina em cada condição operativa (moagem a vapor)	92

Tabela 4.7 – Geração de potência elétrica em cada condição operativa (moagem a vapor)	93
Tabela 4.8 – Índices de desempenho global da planta de co/trigeração em cada condição operativa (moagem a vapor)	95
Tabela 4.9 – Correlações entre parâmetros operacionais em cada condição operativa (moagem a vapor)	96
Tabela 4.10 – Parâmetros operacionais iniciais da planta - moagem acionada por motores elétricos (base: Esquemático 2 – Figura 3.2)	98
Tabela 4.11 – Potência térmica absorvida no gerador do <i>chiller</i> de absorção (moagem eletrificada)	101
Tabela 4.12 – Potência térmica (frio) cedida no evaporador do <i>chiller</i> de absorção (moagem eletrificada)	102
Tabela 4.13 – Equipamentos elétricos internos ao <i>chiller</i> e equipamentos periféricos externos (moagem eletrificada)	102
Tabela 4.14 – Determinação da eficiência térmica da caldeira a cada condição operativa (moagem eletrificada)	103
Tabela 4.15 – Desempenho energético da turbina em cada condição operativa (moagem eletrificada)	105
Tabela 4.16 – Geração de potência elétrica em cada condição operativa (moagem eletrificada)	106
Tabela 4.17 – Índices de desempenho global da planta de co/trigeração em cada condição operativa (moagem eletrificada)	108
Tabela 4.18 – Correlações entre parâmetros operacionais em cada condição operativa (moagem eletrificada)	109
Tabela 4.19 – Comparação dos principais resultados (moagem a vapor e moagem eletrificada) para a mínima e máxima produção de vapor na planta.	110
Tabela 4.20 – Representatividade da potência do <i>chiller</i> de absorção perante a potência global disponibilizada na planta	111

## Lista de símbolos

### Símbolos

B1, B2, B3	Bombas centrífugas B1, B2, B3 (nos Esquemáticos 1 e 2).
BTU/hora/m <sup>2</sup>	Densidade de capacidade de suprimento de frio ou carga térmica específica.
COP	Coeficiente de desempenho ( <i>Coefficient Of Performance</i> ).
C <sub>p</sub>	Calor específico (kJ/kg.K ou kcal/kg.°C) - grandeza que relaciona a quantidade de calor recebida por uma substância e a sua variação térmica.
cv	Cavalo-vapor (unidade de potência mecânica) (1 cv = 0,7355 kW).
CX-1, CX-2	Caixas de coleta de condensado 1 e 2 (nos Esquemáticos 1 e 2).
EEC	Energia a Economizar com a Cogeração.
FP	Fator de potência (relação entre kW <sub>ELE</sub> e kVA ou MW <sub>ELE</sub> e MVA).
FUE	Fator de Utilização de Energia.
h	Entalpia específica (kJ/kg).
H <sub>NOM</sub>	Altura manométrica [unidade de pressão em sistemas hidráulicos, dada em m (metros) ou m.c.a = metros de coluna d'água] (1 m.c.a = 0,1 kgf/cm <sup>2</sup> = 0,098 bar).
IGP	Índice de Geração de Potência.
IPE	Índice de Poupança de Energia.
IPLV	“ <i>Integrated Partial Load Value</i> ” (Valor de Carga Parcial Integrada).
kW <sub>ELE</sub> (ou kW <sub>e</sub> )	QuiloWatts elétricos (unidade de potência elétrica ativa) (1 kW <sub>ELE</sub> = 1.000 W <sub>ELE</sub> ).
kW <sub>ELE</sub> /t-bagaço	Correlação entre parâmetros (potência elétrica gerada por tonelada de bagaço de cana queimado).
kW <sub>ELE</sub> /t-cana	Correlação entre parâmetros (potência elétrica gerada por tonelada de cana moída).
kW <sub>ELE</sub> /t-vapor	Correlação entre parâmetros (potência elétrica gerada por tonelada de vapor produzido).
kWh	QuiloWatt-hora (unidade de energia elétrica).
kWh/t-bagaço	Correlação entre parâmetros (energia elétrica horária gerada por tonelada de bagaço de cana queimado).

$kWh_{ELE}/t\text{-cana}$	Correlação entre parâmetros (energia elétrica horária gerada por tonelada de cana moída).
$kWh/t\text{-vapor}$	Correlação entre parâmetros (energia elétrica horária gerada por tonelada de vapor produzido).
$kW_{MEC}$ (ou $kW_m$ )	QuiloWatts mecânicos (unidade de potência mecânica) (1 $kW_{MEC} = 1.000 W_{MEC}$ ).
$kW_{TERM}$	QuiloWatts térmicos (unidade de potência térmica).
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s).
MVA	Potência elétrica aparente (total), equivalente à soma vetorial das potências elétricas ativa e reativa.
$MW_{ELE}$ (ou $MW_e$ )	MegaWatts elétricos (unidade de potência elétrica ativa) (1 $MW_{ELE} = 1.000 kW_{ELE}$ ).
MWh	MegaWatt-hora (unidade de energia elétrica).
$MW_{MEC}$ (ou $MW_m$ )	MegaWatts mecânicos (unidade de potência mecânica) (1 $MW_{MEC} = 1.000 kW_{MEC}$ ).
$N_{NOM}$	Potência mecânica nominal, dada em $kW_{MEC}$ ou cv.
PCI	Poder Calorífico Inferior (de um combustível), dado em kcal/kg ou kJ/kg.
$\dot{Q}$	Taxa de calor (em kJ/s= $kW$ ou MJ/s= $MW$ ).
$\dot{Q}_{abs}$	Taxa de calor produzido no absorvedor de um <i>chiller</i> de absorção.
$\dot{Q}_{cd}$	Taxa de calor retirado no condensador de um <i>chiller</i> de absorção.
$\dot{Q}_{ev}$	Taxa de calor absorvido (ou de frio cedido) no evaporador de um <i>chiller</i> de absorção.
$\dot{Q}_g$	Taxa de calor absorvido no gerador de um <i>chiller</i> de absorção.
$Q_{NOM}$	Vazão volumétrica nominal em $m^3/h$ ou $m^3/s$ .
$\dot{Q}_u$ ou $\dot{Q}_{UTIL}$	Taxa de calor útil produzido ou recuperado em um sistema sistema (em kJ/s= $kW$ ou MJ/s= $MW$ ).
RPC	Relação Potência-Calor.
RPM	Rotações por minuto.
s	Entropia específica (kJ/kg.K).
T	Temperatura ( $^{\circ}C$ ou K).
tb/h (ou t-bagaço/h)	Toneladas de bagaço de cana por hora.
tc/h (ou t-condensado/h)	Toneladas de condensado por hora.
t-cana/h	Toneladas de cana-de-açúcar por hora.
TR	Tonelada de refrigeração, unidade de capacidade de suprimento de frio (1 TR equivale a 3,517 $kW_{TÉRMICOS}$ ou a 12.000 BTU/h).

TR/m <sup>2</sup>	Densidade de capacidade de suprimento de frio ou carga térmica específica.
tv/h (ou t-vapor/h)	Toneladas de vapor por hora.
$\dot{W}$	Potência no eixo produzida por uma máquina geradora de trabalho mecânico (em kJ/s=kW ou MJ/s=MW).
x ou x%	Título da mistura líquido (água) / vapor (em valor decimal ou percentual).
$\gamma$	Peso específico ou peso por unidade de volume (dado em N/m <sup>3</sup> , Newton por metro cúbico).
$\eta$	Rendimento ou eficiência de um equipamento ou sistema (conforme indicado no texto).

## Sumário

<b>1. Introdução</b>	<b>16</b>
<b>2. Revisão teórica</b>	<b>18</b>
2.1 Energia	18
2.2 Fontes de energia não renováveis e renováveis	18
2.2 As matrizes energéticas e elétricas no mundo e no Brasil	20
2.3 A biomassa no contexto energético brasileiro e a utilização do bagaço-de-cana	23
2.4 Cogeração	25
2.4.1 O conceito de cogeração	25
2.4.2 Vantagens e desvantagens da cogeração	26
2.4.3 O histórico recente da cogeração no Brasil	26
2.4.4 A cogeração com bagaço de cana no Brasil	28
2.4.5 Bagaço de cana-de-açúcar – Valor energético	28
2.4.6 Esquemas e configurações típicos/básicos de cogeração por combustão	30
2.4.6.1 Configuração típica/básica (combustão direta)	30
2.4.6.2 Tipos de cogeração ( <i>topping cycle</i> e <i>bottoming cycle</i> )	32
2.4.7 Aspectos tecnológicos básicos - Caldeiras e Turbinas a vapor	35
2.4.7.1 Caldeiras	35
2.4.7.2 Turbinas a vapor	40
2.4.8 Abordagem teórica básica - O ciclo de Rankine	44
2.4.9 Fator de utilização de energia (termelétrica convencional x cogeração)	47
2.5 Trigeração	51
2.5.1 O conceito de trigeração	51
2.5.2 Fator de utilização de energia e perdas típicas (trigeração)	53
2.5.3 Aplicações da trigeração	54
2.6 Abordagem pormenorizada da produção de frio por absorção	56
2.7 Estudos e pesquisas relacionados à trigeração a partir dos anos 2000	60

<b>3. Metodologia</b>	<b>66</b>
3.1 Definição e caracterização geral do sistema de cogeração a ser avaliado	66
3.2 Extensão do sistema à Trigeriação	71
3.3 Sistemas e equipamentos previstos (cogeração/trigeriação)	74
3.3.1 Carga térmica / <i>Chiller</i> de absorção e subsistemas	74
3.3.2 Consumo de vapor em processos (acionamentos mecânicos e trocas térmicas)	78
3.3.3 Turbina a vapor	80
3.3.4 Geração de energia elétrica, consumo próprio e energia excedente	80
3.3.5 Produção de vapor superaquecido / Caldeira aquatubular	81
3.4 Parâmetros operacionais, premissas, critérios técnicos e cenários de análise	82
<b>4. Análise e Resultados</b>	<b>84</b>
4.1 Planta de co/trigeriação na configuração operativa original (moagem com turbo-acionamentos a vapor)	84
4.1.1 Considerações preliminares	84
4.1.2 Tabela de parâmetros operacionais da planta	85
4.1.3 Análises, resultados e comentários	88
4.1.3.1 COP do <i>chiller</i> de absorção	88
4.1.3.2 Eficiência térmica da caldeira	90
4.1.3.3 Conversão de energia na turbina	91
4.1.3.4 Potência elétrica gerada (total e excedente)	93
4.1.3.5 Índices de desempenho global da planta	94
4.1.3.6 Correlações entre parâmetros operacionais	96
4.2 Planta de co/trigeriação na configuração operativa modificada (moagem com acionamentos por motores elétricos)	97
4.2.1 Considerações preliminares	97
4.2.2 Tabela de parâmetros operacionais da planta	98
4.2.3 Análises, resultados e comentários	101
4.2.3.1 COP do <i>chiller</i> de absorção	101
4.2.3.2 Eficiência térmica da caldeira	103
4.2.3.3 Conversão de energia na turbina	104

4.2.3.4 Potência elétrica gerada (total e excedente)	106
4.2.3.5 Índices de desempenho global da planta	107
4.2.3.6 Correlações entre parâmetros operacionais	109
4.3 Comparação entre os principais resultados (moagem a vapor e moagem eletrificada)	110
4.4 Comentários sobre o impacto da trigeriação em ambas as configurações avaliadas (moagem a vapor e moagem eletrificada)	110
<b>5. Conclusões</b>	<b>113</b>
5.1 Considerações gerais	113
5.2 Conclusões do trabalho	114
<b>Referências bibliográficas e fontes de consulta</b>	<b>115</b>
<b>Apêndices</b>	<b>124</b>
Apêndice 1 - Estimação das potências dos subsistemas associados ao <i>chiller</i> de absorção	125
Apêndice 2 - Definição das entalpias específicas ( <i>software</i> CATT3)	128

## 1. Introdução

Nas últimas décadas, seja por questões financeiras e/ou por questões ambientais, observou-se uma grande concentração de esforços no sentido da viabilização e da implementação efetiva de sistemas de energias renováveis, notadamente para a produção de energia elétrica de maneira mais racional e eficiente. De fato, as fontes renováveis têm sido importantes agentes impulsionadores de alterações na composição da matriz energética brasileira.

Nesse contexto, a biomassa tem ocupado uma posição relevante dentre os insumos capazes de possibilitar a geração sustentável e renovável de energia elétrica. Sob o ponto de vista ecológico, o termo biomassa representa a quantidade total de matéria viva animal ou vegetal existente em um ecossistema ou em uma população. Em outras palavras e de maneira geral, pode-se afirmar que a biomassa abrange todos os resíduos sólidos naturais e os resíduos resultantes de várias atividades humanas, ou seja, os subprodutos da pecuária, da agricultura, das florestas ou da exploração da indústria da madeira, além da parcela biodegradável dos resíduos sólidos urbanos (lixo doméstico). Há também a biomassa líquida, constituída pelos biocombustíveis com potencial de utilização originados nas chamadas “culturas energéticas”, como os obtidos a partir do óleo de girassol, o etanol, produzido através da fermentação de hidratos de carbono - açúcar, amido, celulose -, e o metanol, gerado pela síntese do gás natural. Por sua vez, a biomassa gasosa é encontrada nos efluentes agropecuários provenientes da agroindústria e também dos aterros de resíduos sólidos urbanos (tais resíduos são o resultado da degradação biológica anaeróbia da matéria orgânica e são constituídos por uma mistura de metano e gás carbônico).

No tocante à geração de energia, o conceito de biomassa não contempla os tradicionais combustíveis fósseis, ainda que os mesmos sejam derivados do ramo vegetal e mineral (exemplos são o petróleo e o gás natural, derivados do ramo mineral). Nota-se que tais combustíveis originam-se a partir de transformações físico-químicas que requerem milhões de anos para ocorrer e que, portanto, não podem ser considerados como recursos naturais renováveis.

A partir das últimas três décadas, a utilização da biomassa e, particularmente, do bagaço de cana-de-açúcar (um importante insumo desta categoria), tem se intensificado e ocupado posição de destaque, fundamentalmente por possibilitar investimentos viáveis do setor sucroalcooleiro (setor de produção de açúcar e álcool/etanol) em sistemas de cogeração de energia, alcançando-se patamares satisfatórios de rentabilidade, sustentabilidade e eficiência nos processos produtivos. Ressalta-se que o bagaço de cana-de-açúcar, resíduo natural das indústrias de açúcar e álcool, agrega valor ao sistema de cogeração, pois sua utilização evita o descarte sem aproveitamento útil. Tal resíduo, representa cerca de 1/4 (ou até um pouco mais) de toda a massa de cana-de-açúcar efetivamente colhida e processada no setor sucroalcooleiro. Portanto, a utilização do bagaço como insumo energético promove sustentabilidade e lucratividade ao setor, uma vez que a energia gerada pode ser utilizada para o consumo próprio e, caso haja excedentes, também para injeção nas redes públicas de energia elétrica, o que possibilita a redução dos custos operacionais sob a forma de compensação nas faturas de energia elétrica.

Para a geração de energia elétrica, o bagaço de cana é queimado nas fornalhas de caldeiras (geradores de vapor) e a combustão é realizada a altas temperaturas na presença abundante de oxigênio. O calor gerado eleva substancialmente a temperatura da água também presente no interior das caldeiras, produzindo-se vapor a alta pressão. O vapor gerado é então utilizado para mover turbinas que, por sua vez, acionam geradores de energia elétrica mecanicamente acoplados a seus eixos.

Essa é provavelmente a forma mais usual de se produzir energia elétrica a partir da biomassa agrícola sólida. Contudo, geralmente tal processo é realizado com eficiência (rendimento energético) tipicamente da ordem de 25 a 30 %.

Objetivando-se o aumento da eficiência na conversão da energia, pode-se adotar a Cogeração, também denominada CHP (*Combined Heat and Power*), técnica que consiste na produção simultânea de energia elétrica (e/ou mecânica) e de energia térmica (calor) a partir do mesmo combustível primário. Nesse caso, reaproveita-se a energia desperdiçada sob a forma de energia térmica, com a conseqüente elevação do rendimento global.

Para que se possa elevar ainda mais a eficiência de um sistema, dependendo das condições e das possibilidades de aplicação, pode-se optar pela Trigeração, também conhecida como CHCP (*Combined Heat, Cooling and Power*). Esse é um processo estendido e mais amplo no âmbito da Cogeração, que tem por objetivo a produção simultânea de eletricidade, calor e frio (para condicionamento de ar ou refrigeração industrial, por exemplo). Sistemas de trigeração são conhecidos e implementados nos Estados Unidos desde a década de 1980. No Brasil, a terceira funcionalidade dessa nova técnica (produção de frio) tem sido, até recentemente, usada exclusivamente para utilização em sistemas de condicionamento de ar. Porém, com a crescente atenção dada às questões ambientais e à conservação de energia, a trigeração vem se popularizando gradualmente e tornando-se uma potencial solução para a otimização energética em uma ampla variedade de aplicações, não só no setor terciário (*shopping centers*, hotéis, hospitais, restaurantes e outros), como também no setor industrial (indústrias químicas, de alimentos, de bebidas, etc).

## • Objetivos do trabalho

### • Objetivo geral

Face aos aspectos aqui expostos, e como objetivo geral, este trabalho propõe-se a avaliar a topologia básica, as características gerais de operação e a viabilidade de um sistema de trigeração hipotético (porém, típico e compatível com sistemas atualmente existentes e em operação), consideradas duas configurações distintas, a partir da combustão do bagaço de cana como insumo energético primário renovável.

### • Objetivos específicos

Como objetivos específicos, destacam-se:

- definir e caracterizar um sistema de cogeração típico, a ser utilizado como base para as análises;
- definir e caracterizar um subsistema de produção de frio por absorção, a ser analisado no âmbito da cogeração estendida à trigeração;
- analisar possíveis pontos de operação do sistema integrado (trigeração) previamente definido, em duas configurações distintas (moagem com turbo-acionamentos a vapor e moagem com acionamentos por motores elétricos);
- quantificar, para cada configuração avaliada, a eficiência nos processos de obtenção das energias do sistema, considerada a cadeia de conversão energética; e
- determinar, para cada configuração avaliada, índices médios que possam refletir as correlações entre o consumo do energético primário considerado (bagaço de cana) e os montantes de energia obtidos.

## 2. Revisão teórica

Este capítulo apresenta uma revisão teórica sobre o tema do estudo, abordando conceitos gerais sobre energia, fontes renováveis e não renováveis, matrizes energéticas e matrizes elétricas, a inserção da biomassa nesse contexto (especialmente o bagaço de cana) e a caracterização geral dos sistemas de Cogeração (produção simultânea de calor e energias mecânica/elétrica) e de Trigeração (produção simultânea de calor, energias mecânica/elétrica e frio por absorção).

### 2.1 Energia

Segundo Neto et al(1) (2017, p. 2), a palavra Energia provém do termo grego *Energeia* e, de maneira mais ampla, significa “atividade, operação e ação”. No campo técnico, a energia está associada à “capacidade de se realizar trabalho”, sendo “trabalho” um conceito que, no contexto da ciência e da prática da engenharia, associa-se, primariamente, à capacidade ou esforço dispendido por uma força para que se realize o deslocamento de uma certa porção de uma massa. A energia é, na verdade, um termo correlacionado a uma série de fenômenos possíveis, de formas e naturezas diversas que podem apresentar, como efeito principal, a realização de trabalho. Em muitas situações, a energia sob a forma de calor também pode vir acompanhada da realização de trabalho, o que sugere que calor e trabalho são formas de manifestação energética e, sendo assim, frequentemente o termo energia vem acompanhado de outros termos para designar sua natureza ou origem como, por exemplo, energia química, elétrica, mecânica, nuclear, térmica e outras.

A rigor, o conceito científico de energia não é trivial por estar associado a uma grandeza proveniente do inter-relacionamento entre dois (ou mais) sistemas físicos. Dentre as diversas formas em que se apresenta na natureza, a energia pode ser transformada de uma forma para outra por meio de processos de conversão. Porém, a energia total envolvida permanece inalterada (Primeira Lei da Termodinâmica).

Pode-se considerar que as principais formas de energia são a solar, a elétrica, a mecânica, a eólica, a atômica ou nuclear, a térmica, a química e a magnética.

### 2.2 Fontes de energia não renováveis e renováveis

Conforme EPE(1) (2018), as fontes de energia classificadas como não renováveis são assim denominadas por tratarem-se de recursos finitos ou esgotáveis. Para a grande maioria delas, a reposição na natureza é bastante lenta. Exemplos são: o carvão mineral, o gás natural e o petróleo (fontes fósseis formadas há milhões de anos, a partir do depósito de matéria orgânica - plantas e animais mortos - sob condições especiais de temperatura e pressão), além dos recursos nucleares. Tais fontes também são conhecidas como fontes de energia convencionais. Portanto, quanto mais intensa for a utilização das fontes não renováveis, mais acelerado será o processo de esgotamento das mesmas no planeta.

Nos dias de hoje, grande parte da energia consumida no mundo é proveniente de fontes não renováveis uma vez que, em geral, elas apresentam rendimentos energéticos elevados (perdas de energia reduzidas ou, no mínimo, aceitáveis, no processo de transformação), preços atrativos e infraestrutura construída e consolidada para a geração e distribuição (usinas, dutos, ferrovias e rodovias). Tais fontes são utilizadas para a geração de eletricidade, como combustíveis no segmento de transportes de cargas e de pessoas e também na climatização de ambientes (aquecimento ambiental).

Algumas das fontes não renováveis, como o petróleo e o carvão mineral, são responsáveis por grande parte da emissão (liberação) de gases de efeito estufa na atmosfera, visto que os combustíveis a estas associados precisam ser queimados para a geração de energia, liberando gases poluentes que impactam a saúde das pessoas e afetam negativamente o meio ambiente.

As fontes de energia classificadas como renováveis são assim denominadas por tratarem-se de recursos considerados inesgotáveis, pois a disponibilidade das mesmas pode se renovar constante e continuamente. Exemplos são: a energia hídrica ou hidráulica (energia da água dos rios), a energia solar, a energia eólica, a biomassa (energia proveniente de matérias orgânicas), a geotérmica (energia térmica presente no interior do globo terrestre), a oceânica (energia das marés e das ondas) e o hidrogênio (energia química presente nas moléculas de hidrogênio).

Algumas dessas fontes apresentam variações na disponibilidade para a geração de energia elétrica ao longo do dia ou do ano, como é o caso da eólica, que não pode ser utilizada quando não há a presença de ventos com características minimamente adequadas, e a energia solar, nos períodos noturnos. No caso da fonte hídrica, podem ocorrer estiagens o que, obviamente, minimiza a disponibilidade de água em determinados períodos.

As fontes renováveis de energia são consideradas limpas (ou pouco poluentes), por reduzirem a quantidade líquida de carbono no balanço global de carbono na atmosfera em comparação com as fontes fósseis.

A título de contextualização geral, são apresentadas, a seguir, descrições sucintas de algumas das principais fontes de energia renováveis mais largamente utilizadas no Brasil em caráter comercial.

#### • Hídrica ou hidráulica

A energia gerada por esta fonte advém do aproveitamento da energia da água dos rios. Nas usinas hidrelétricas, as águas movem turbinas que transformam a energia potencial em energia mecânica e, em sequência, em energia elétrica nos geradores. Normalmente, é uma fonte variável ao longo do ano (sazonal), pois depende do regime de chuvas e, por conseguinte, das condições hidrológicas das bacias hidrográficas.

Algumas usinas hidrelétricas são construídas reservatórios de acumulação, que destinam-se a acumular água no período chuvoso para utilização nos períodos de escassez de chuvas. Outras são projetadas e construídas para operarem a “fio d’água”, ou seja, sem reservatório, situação que pode não lhes permitir a produção mais intensa de energia elétrica em alguns períodos do ano.

#### • Solar

A energia solar é uma fonte inesgotável que pode ser aproveitada sob a forma de calor ou de luz. Para aproveitamento do calor, a radiação solar atinge a superfície de painéis coletores térmicos, que aquecem a água circulante em serpentinas instaladas em seu interior. A água aquecida pode ser utilizada nas residências e no setor comercial (em chuveiros, piscinas, torneiras, máquina de lavar, etc.) e em processos industriais. Pode-se também gerar energia elétrica diretamente a partir da luz solar incidente em painéis fotovoltaicos (nos quais a radiação solar interage com um material semicondutor, geralmente, o silício, gerando eletricidade diretamente) ou por meio do aproveitamento do calor, em usinas heliotérmicas. Nessas, utiliza-se a energia solar concentrada, produzida com a ajuda de espelhos que direcionam a energia do sol para pontos específicos com o objetivo de aquecer água, que será

transformada em vapor. O vapor sob pressão impulsiona uma turbina mecanicamente acoplada a um gerador elétrico, gerando eletricidade.

#### • Eólica

É obtida pelo aproveitamento da força dos ventos, que traduz o movimento das massas de ar. Para a obtenção de energia elétrica são usados aerogeradores dotados de hélices que se movimentam de acordo com a quantidade e velocidade do vento no local. Uma usina eólica utiliza um recurso energético renovável que não polui a atmosfera durante sua operação. Porém, tal fonte só pode ser aproveitada nos momentos em que as condições do vento são suficientes e, portanto, trata-se de uma fonte intermitente, fundamentalmente em locais em que não haja constância e estabilidade nas movimentações das massas de ar.

#### • Biomassa

Em tese, qualquer matéria vegetal e orgânica existente, o que se convencionou denominar biomassa, pode ser utilizada para a produção de energia. Os principais exemplos são a lenha, o bagaço e a palha da cana-de-açúcar, o cavaco de madeira, a casca de arroz, outros resíduos agrícolas, algas, restos de alimentos e até o excremento animal que, após a decomposição, produz gases que podem ser utilizados para gerar energia. Pela combustão da biomassa, pode-se aproveitar diretamente o calor gerado para a realização de aquecimento e trocas térmicas ou realizar o aquecimento de água para a produção de vapor em alta pressão, a ser utilizado no acionamento mecânico de turbinas e geradores elétricos.

Conforme APROBIO (2019), em alguns casos a queima da biomassa pode ter duplo propósito, gerando calor para processos industriais, eletricidade (auto-geração e/ou venda de energia excedente) e mesmo para a viabilização de outras funcionalidades como, paradoxalmente, sistemas de refrigeração e climatização/condicionamento de ar ambiental.

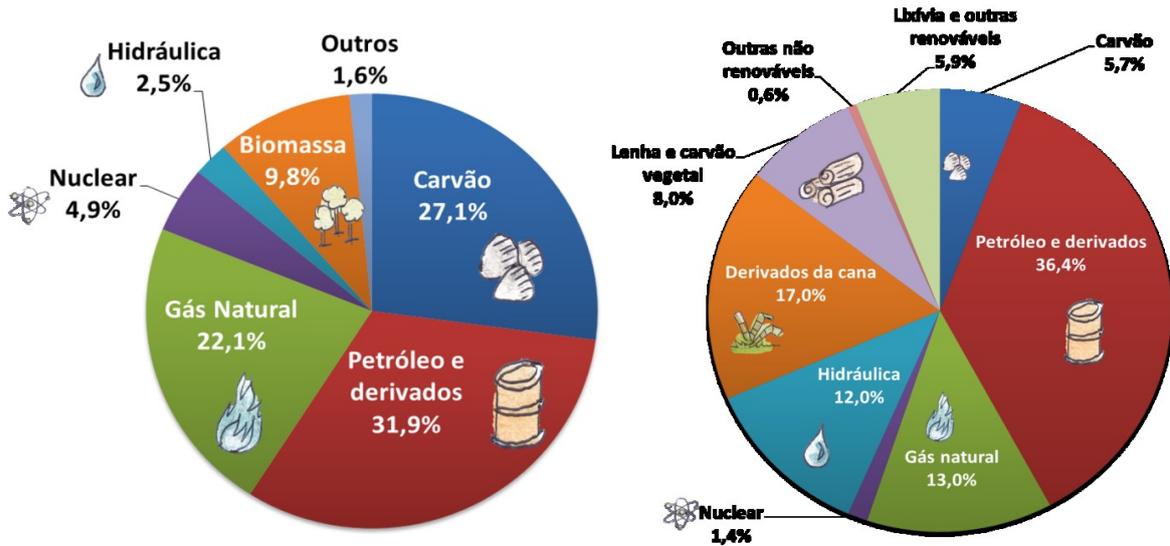
De acordo com EPE(1) (2018), no Brasil atualmente a biomassa mais utilizada para a geração de energia elétrica é oriunda da cana-de-açúcar, plantada e processada principalmente nas regiões Sudeste e Centro-oeste, obtendo-se o bagaço de cana que, ao invés de ser descartado, pode ser incinerado em caldeiras para se produzir vapor.

A biomassa também pode originar compostos tais como álcool (etanol), óleos vegetais e gorduras, que são processados e usados para várias finalidades, inclusive como combustíveis.

## 2.2 As matrizes energéticas e elétricas no mundo e no Brasil

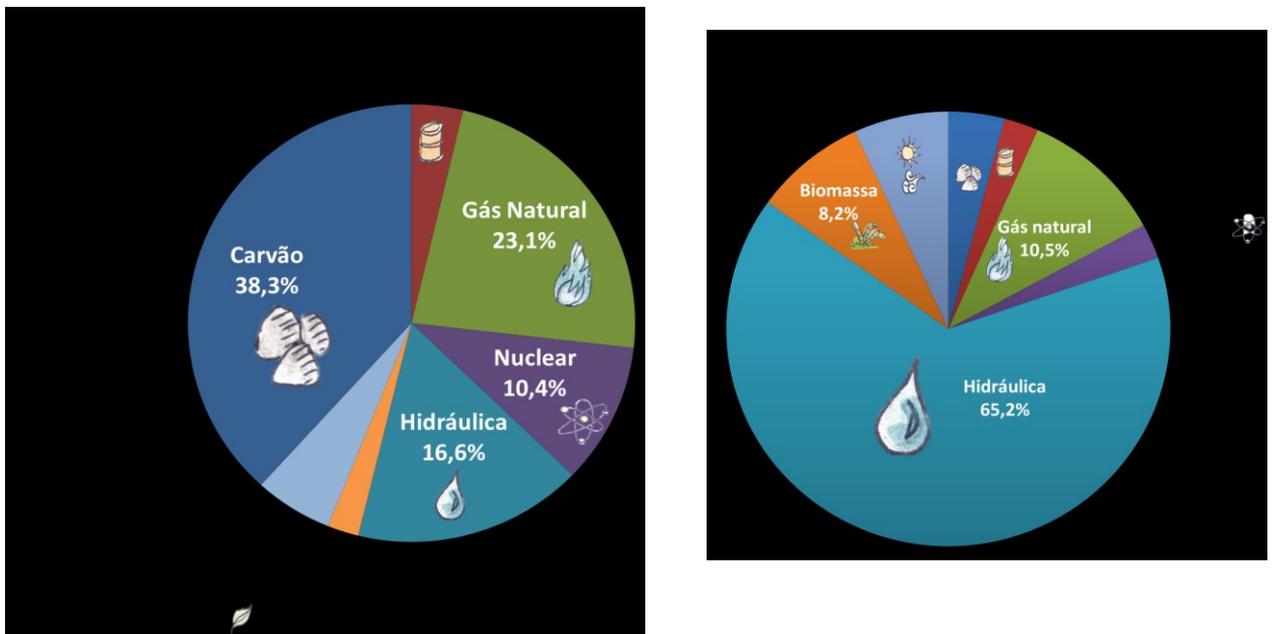
Com base em Wikipedia(1) (2019), em síntese, uma Matriz Energética consiste da quantificação de todos os recursos energéticos disponíveis para utilização em uma determinada região, país ou mesmo no mundo, segmentados por fonte, em um determinado período ou intervalo de tempo. Um conceito semelhante é a Oferta Total de Energia Primária (ou Oferta Interna de Energia).

De acordo com EPE(2) (2018), a matriz energética mundial é composta, majoritariamente, por fontes não renováveis, com representatividade da ordem de 81 %, uma vez que os combustíveis fósseis, como o petróleo, o carvão mineral e o gás natural, ainda predominam. Por sua vez, a matriz energética brasileira é bastante diversificada e a representatividade das fontes renováveis (hidráulica, derivados da cana, lenha e carvão vegetal e outras não renováveis) é mais expressiva, totalizando cerca de 44 %. Ambas as matrizes são apresentadas na Figura 2.1



**Figura 2.1 – Matrizes energéticas mundial (à esquerda) e brasileira (à direita).**  
 [Fontes: EPE (2017) e BEN – Balanço Energético Nacional (2018)]

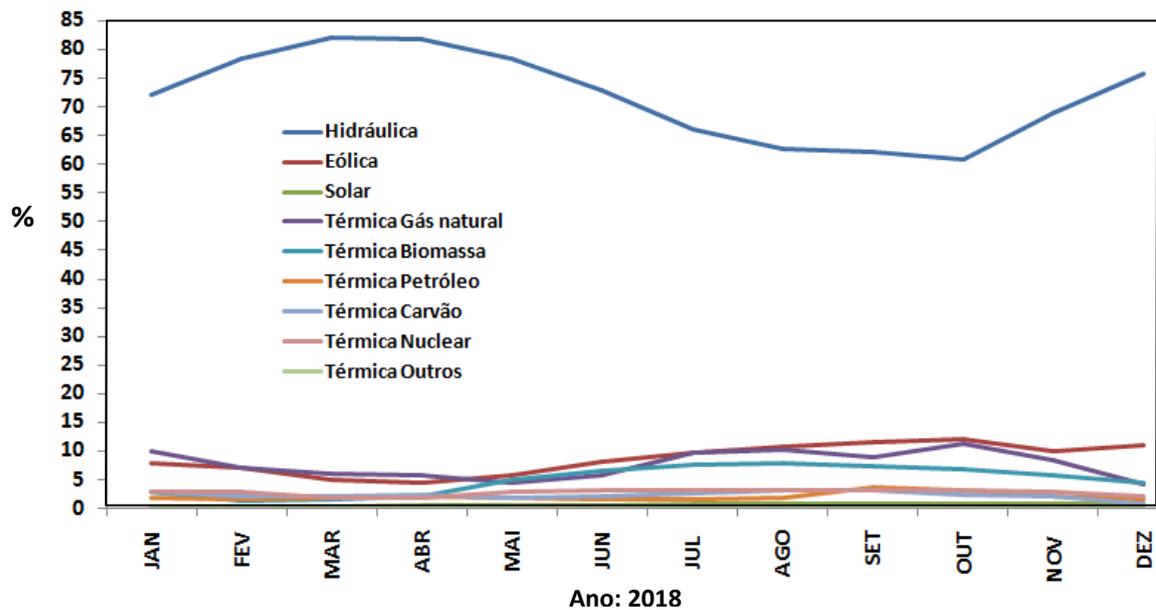
No se refere às matrizes elétricas, que quantificam a utilização de recursos energéticos para a produção de eletricidade exclusivamente, a Figura 2.2 apresenta, à esquerda, a matriz elétrica mundial (base: 2017), através da qual pode-se observar os montantes percentuais de geração de energia elétrica por fonte. É notória a predominância da geração a partir de fontes fósseis (carvão, gás natural e derivados de petróleo), com representatividade percentual conjunta da ordem de 86 %. Percebe-se também que a geração de energia a partir das fontes renováveis ocupa posição de destaque, com representatividade de 25 %.



**Figura 2.2 – Matrizes elétricas mundial (à esquerda) e brasileira (à direita).**  
 [(Fontes: IEA – International Energy Agency – USA (2018), EPE (2017) e BEN – Balanço Energético Nacional (2018)]

Conforme EPE(3) (2018), no caso da matriz elétrica brasileira (base: 2017), apresentada à direita da Figura 2.2, percebe-se nitidamente a representatividade ainda predominante da hidroeletricidade frente às demais fontes. O gráfico revela que, ao contrário da matriz energética mundial, a matriz elétrica brasileira é baseada em fontes renováveis de energia (hidráulica, biomassa, solar e eólica), com representatividade conjunta de cerca de 80 %.

A título de exemplo, e com base em dados extraídos dos Boletins Mensais de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro divulgado pelo MME (2019) e disponibilizados desde 2009, o gráfico da Figura 2.3 apresenta a distribuição percentual da produção efetiva de energia elétrica no Brasil em 2018 por tipo de fonte, no qual é possível se constatar a predominância da hidroeletricidade.



**Figura 2.3 – Produção efetiva de energia elétrica no Brasil em 2018 por fonte.**  
[gráfico de autoria própria com base em MME (2019)]

De fato, em 2018, a produção de energia elétrica em usinas hidrelétricas representou, na média anual, praticamente 72 % de toda a energia elétrica gerada. Em sequência, as fontes de geração com maiores representatividades médias foram as usinas eólicas (8,5 %), as usinas térmicas a gás natural (7,6 %) e as usinas térmicas a biomassa (4,6 %).

Na Figura 2.2.4 é apresentado um gráfico que exclui a fonte hidráulica e contempla apenas as demais fontes, buscando-se uma melhor visualização das participações percentuais dessas outras fontes na produção de energia elétrica em 2018.

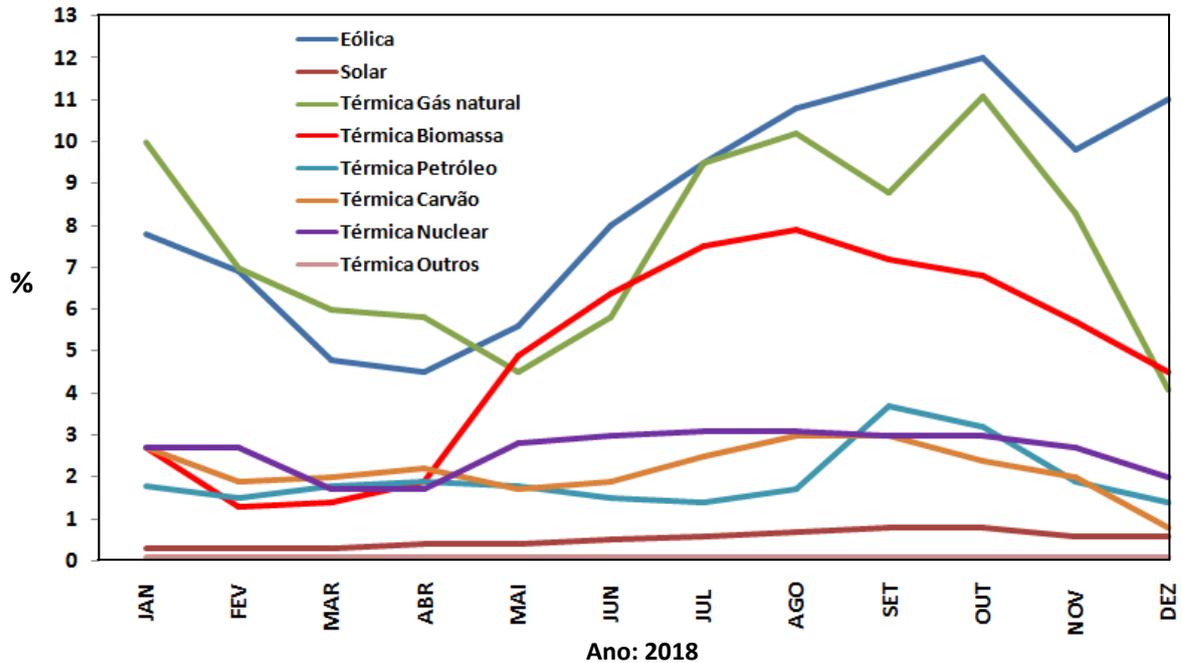


Figura 2.4 – Produção efetiva de energia elétrica no Brasil em 2018 por fonte (exceto hidráulica).  
[elaborado pelo autor com base em MME (2019)]

Observando-se o gráfico da Figura 2.4 nota-se que, na maioria dos meses do ano de 2018, as fontes eólica e térmica a gás natural foram as predominantes (sem que se considere a hidroeletricidade). As térmicas de maneira geral (gás natural, biomassa, petróleo, carvão e nuclear) representaram, conjuntamente, 19,2 % da geração total de energia elétrica, conforme MME (2019). As térmicas a biomassa mostraram-se relevantes, com pico de produção da ordem de 8 % de toda a energia gerada (mês de agosto/2018). A redução da participação da biomassa na matriz de produção de energia elétrica nos meses de janeiro a abril, e também em dezembro, sugere a sazonalidade na disponibilização desse tipo de fonte.

### 2.3 A biomassa no contexto energético brasileiro e a utilização do bagaço-de-cana

Com base na oferta nacional de energia elétrica por fonte, divulgada em EPE(2) (2018) e MME (2019), verificou-se que, em que pese a importância ambiental e social da biomassa, a participação desta ainda é reduzida, atingindo cerca de 8 % da capacidade instalada para geração e 4,6 % da geração média efetiva anual, com pico de 8 % (base: 2017/2018). Todavia, segundo o Canal Energia (2018), trata-se de uma fonte em crescente expansão. A geração por biomassa comercializou 20.488 GWh no Sistema Interligado Nacional entre janeiro e setembro de 2018 (levantamento realizado pela União da Indústria da Cana-de-Açúcar – ÚNICA, com base em dados preliminares da Câmara de Comercialização de Energia Elétrica) o que representou uma evolução de 9 % em relação ao mesmo período de 2017. Isso equivale, por exemplo a quase duas vezes o consumo de energia elétrica do Paraguai em 2017. A oferta deste tipo de energia propiciou a economia de 14 % da água armazenada nos reservatórios hidrelétricos do principal submercado do setor, o Sudeste/Centro-Oeste que, em 2017, respondeu por aproximadamente 60 % do consumo doméstico do país. Segundo o MME (2019), nos meses de julho, agosto e setembro de 2018, por exemplo, a bioeletricidade oriunda da biomassa ofertada para o sistema elétrico nacional representou, respectivamente, 7,5 %, 7,9 % e 7,2 % do consumo nacional de energia elétrica.

No Quadro 2.1 são apresentadas as principais vantagens e desvantagens do uso da biomassa para fins energéticos, conforme o Portal Energia(1) (2016).

Quadro 2.1 – Vantagens e desvantagens da biomassa.

PRINCIPAIS VANTAGENS	PRINCIPAIS DESVANTAGENS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fonte de energia renovável;</li> <li>• pouco poluente, praticamente não emitindo dióxido de carbono, de acordo com o ciclo natural de carbono neutro (as plantas de substituição cultivadas como biomassa removem uma quantidade igual de CO<sub>2</sub> da atmosfera, mantendo o impacto ambiental relativamente neutro);</li> <li>• insumo energético de baixo custo;</li> <li>• as cinzas residuais de sua queima são menos agressivas para o ambiente; e</li> <li>• verifica-se uma menor corrosão interna nos equipamentos térmicos (caldeiras, fornos, etc).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor poder calorífico (quantidade de energia interna contida no combustível, por unidade de massa) em comparação com os combustíveis fósseis;</li> <li>• os biocombustíveis líquidos contribuem para a formação de chuvas ácidas;</li> <li>• há dificuldades no transporte e no armazenamento da biomassa sólida; e</li> <li>• em alguns casos, pode haver a necessidade de desmatamento de matas nativas (para a extração de biomassa nativa ou para a abertura de áreas para plantio de biomassa cultivável), além da destruição de <i>habitats</i>.</li> </ul>

No que se refere às tecnologias disponíveis para a transformação da biomassa em energia, podem ser citadas, de acordo com o Portal Energia(2) (2016):

- Pirólise: a biomassa é exposta a temperaturas consideradas moderadas (de 350°C a 650°C) sem a presença de oxigênio, objetivando-se acelerar a decomposição da mesma; o que resta da decomposição é uma mistura de gases, líquidos (óleos vegetais) e sólidos (carvão vegetal).
- Gaseificação: a biomassa também é aquecida a temperaturas elevadas (de 650°C a 1.000°C) na presença de oxigênio, originando-se, como produto final, um gás inflamável; esse gás ainda pode ser filtrado para a remoção de alguns componentes químicos residuais.
- Co-combustão: essa prática propõe a substituição, por biomassa, de parte do carvão mineral utilizado em usinas termelétricas; dessa forma, reduz-se significativamente a emissão de poluentes.
- Combustão: a queima da biomassa é realizada a altas temperaturas na presença abundante de oxigênio, produzindo-se vapor a alta pressão em caldeiras; o vapor é utilizado para mover turbinas que, por sua vez, acionam mecanicamente geradores de energia elétrica; na indústria, fundamentalmente no setor sucro-alcooleiro, essa é a técnica mais usual.

De acordo com Neto et al(2) (2017, p. 236-238 e 242-244), dentre os diversos tipos de biomassa disponíveis, o bagaço de cana, em especial, constitui-se como particularmente interessante por apresentar um diferencial estratégico, já que o período de geração de energia nas usinas sucro-alcooleiras das regiões Sudeste e Centro-Oeste do Brasil acompanha o período de safra da cana-de-açúcar, entre os meses de abril e novembro. Esse período corresponde justamente à época de escassez de chuvas (período “seco” do sistema elétrico interligado nacional), quando os níveis dos reservatórios das usinas hidrelétricas encontram-se mais reduzidos. Sendo assim, e considerando-se o processo de difusão e crescimento da utilização das fontes de energia renováveis no Brasil a partir das últimas três décadas, o bagaço de cana-de-açúcar tem se destacado por permitir que o setor sucro-alcooleiro invista mais pesadamente em sistemas de cogeração de energia (a serem abordados no subitem 2.4)

usando tal matéria-prima e atinjam, cada vez mais, níveis satisfatórios de rentabilidade, sustentabilidade e eficiência em seus processos produtivos.

Conforme informação fornecida por AGEIT (2019), o bagaço de cana geralmente é queimado nas usinas com teor de umidade na faixa entre 46 e 50 % (sendo 50 % o percentual mais adotado em análises e projeções diversas), o que também é afirmado em Borges et al (2012), em Oliveira et al (2018), em IEA (2016) e em várias outras fontes consultadas. Todas as bibliografias técnicas da área são unânimes em afirmar que a massa de bagaço úmido obtido equivale, em média, a algo na faixa entre 25 a 28 % de toda a massa de cana-de-açúcar efetivamente colhida e processada no setor sucro-alcooleiro (250 a 280 kg de bagaço úmido por tonelada de cana moída).

Além de favorecer a sustentabilidade ambiental, a utilização desse resíduo como insumo energético promove uma maior lucratividade ao setor, permitindo que, a partir da produção de vapor, torne-se possível a geração de energia elétrica por meio de turbinas e geradores. A energia gerada nas indústrias pode ser utilizada para o consumo próprio e também para injeção nas redes elétricas das concessionárias de energia caso haja excedentes, o que possibilita a redução dos custos operacionais com energia elétrica. Além disso, o uso do bagaço agrega valor ao sistema de cogeração de energia elétrica renovável, pois evita o que anteriormente configurava-se como um importante fator de impacto ambiental, ou seja, o descarte sem aproveitamento útil.

## 2.4 Cogeração

### 2.4.1 O conceito de cogeração

Em linhas gerais, segundo USP (2013), a cogeração é definida como a produção combinada de calor útil e energia mecânica por meio de um sistema padrão constituído por uma turbina a vapor ou de combustão (turbina a gás), que aciona um gerador elétrico, e um trocador de calor, que recupera o calor residual (e/ou gás de exaustão) para produzir água quente ou vapor, consumindo-se até 30 % menos combustível que o necessário para se produzir calor de geração e de processo, separadamente, além de ampliar-se a eficiência térmica do sistema.

A instituição *International Sugar Organization* (ISO) define que a cogeração se caracteriza quando há a produção simultânea de eletricidade e energia térmica útil (calor e/ou frio) com alta eficiência, e salienta que, em tal geração combinada, pode ocorrer ganho de eficiência de até 50 % em comparação à geração de calor e eletricidade separadamente.

Na Resolução Normativa nº 235 da ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica, de 14 de novembro de 2006 [ANEEL (2006)], a cogeração é definida como o “processo operado em uma instalação específica para fins da produção combinada das utilidades calor e energia mecânica, esta geralmente convertida total ou parcialmente em energia elétrica, a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária, observando-se que a instalação específica denomina-se central termoelétrica cogeneradora, cujo ambiente não se confunde com o processo ao qual está conectada”.

Em síntese, a cogeração (ou *CHP - Combined Heat and Power*) consiste na produção simultânea de energia elétrica (e/ou mecânica) e de energia térmica (calor) a partir do mesmo combustível primário, considerado o reaproveitamento da energia que seria desperdiçada em sistemas convencionais, e com a consequente elevação do rendimento global.

### 2.4.2 Vantagens e desvantagens da cogeração

No Quadro 2.2 são apresentadas as principais vantagens e desvantagens da cogeração.

**Quadro 2.2 – Vantagens e desvantagens da cogeração.**

<b>PRINCIPAIS VANTAGENS</b> [conforme Schechtman (2012) e COGEN - Associação de Indústrias de Cogeração de Energia, citada em USP (2013)]	<b>PRINCIPAIS DESVANTAGENS</b> [conforme USP (2013)]
<p><b>Para o usuário:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>.redução de custos com energia (elétrica e térmica) e elevação do patamar de eficiência energética;</li> <li>.geração de receita com venda de excedentes de energia elétrica;</li> <li>.autonomia na produção de utilidades industriais (calor, energia mecânica, frio); e</li> <li>.aumento da confiabilidade (energia elétrica, principalmente).</li> </ul> <p><b>• Para o sistema elétrico:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>.maior confiabilidade e estabilidade do sistema, diminuindo-se a dependência do parque gerador centralizado;</li> <li>.descentralização da geração de energia, o que reduz a necessidade de investimentos no sistema elétrico e os custos ambientais associados; e</li> <li>.melhor e mais rápido atendimento ao crescimento da demanda (menor tempo de implantação da geração descentralizada).</li> </ul> <p><b>• Para o meio ambiente:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>.aumento da eficiência no uso das fontes energéticas, reduzindo a pressão do crescimento da demanda de energia sobre o sistema elétrico e proporcionando ganhos ambientais.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• A cogeração no setor sucroalcooleiro é vista como subproduto, ou seja, o principal negócio das usinas atualmente ainda é a produção de etanol e de açúcar (não há como existir repasse de energia para o Brasil se o preço desses produtos de “primeira importância econômica” não favorecer a manutenção da cultura de cana-de-açúcar).</li> <li>• Poucas são as usinas atualmente dispostas a investir fora de suas propriedades (segundo a ÚNICA - União da Agroindústria Canavieira do Estado de São Paulo, citada em USP (2013), a razão seriam os altos custos inerentes à conexão com a linha de transmissão (responsabilidade dos empreendedores), os preços elevados das máquinas e equipamentos (para atualização tecnológica das centrais de cogeração), além da alta nos preços de terras, insumos e do custo da mão-de-obra.</li> </ul>

### 2.4.3 O histórico recente da cogeração no Brasil

Conforme Flausinio (2015), a cogeração, que vinha sendo utilizada no Brasil até meados do século XX, perdeu competitividade em relação às centrais geradoras de eletricidade (termoelétricas, hidrelétricas, termonucleares) das concessionárias de energia, que passaram a operar com custos mais atrativos. Isso restringiu o emprego da cogeração a sistemas isolados (plataformas submarinas) e indústrias com resíduos combustíveis (usinas canavieiras e de papel e celulose, por exemplo).

Porém, com a crise do petróleo ao longo da década de 1970, retomaram-se as primeiras iniciativas na busca por fontes alternativas de energia. Tais iniciativas, de cunho fundamentalmente descentralizador, resultaram na revalorização da cogeração, com foco na produção de energia elétrica em menor escala e de maneira distribuída, no uso mais intensivo de fontes energéticas renováveis e na produção independente, de acordo com Mateus (2010).

Muito embora o sistema elétrico brasileiro seja, historicamente, baseado na energia hidráulica, o modelo do setor elétrico criado pela Eletrobrás (empresa estatal criada em 1962 com a missão de contribuir decisivamente para a expansão da oferta de energia elétrica e o desenvolvimento do país) passou por grandes turbulências no final dos anos 1980, devido ao consumo crescente de energia à época e à estagnação dos investimentos, situação que, segundo Flausinio (2015), gerou uma grave crise no fornecimento na metade da década de 1990, potencializada pelas condições climáticas adversas no mesmo período. Diante disso, as políticas energéticas passaram a apontar para um modelo baseado nas políticas liberais que

configuravam o novo cenário econômico mundial do final do século XX e início do século XXI, consistindo na transferência, do Estado para o setor privado, de setores econômicos do país que tinham potencial de lucro.

Após reformas institucionais e privatizações ocorridas na década de 1990, e posteriormente à nova regulamentação do setor elétrico em 2004, a Eletrobrás perdeu algumas funções e houve mudanças em seu perfil de atuação. Nesse contexto, foram publicadas leis que são consideradas o marco do novo modelo proposto para o Setor Elétrico Nacional e que estabelecem diretrizes baseadas em um mercado competitivo de energia elétrica. Tais leis, segundo Flausinio (2015), são apresentadas no Quadro 2.3 a seguir.

**Quadro 2.3 – Legislação relativa ao modelo para Setor Elétrico Nacional.**

<b>Lei (nº e data)</b>	<b>Objeto/Conteúdo</b>
Lei Federal nº 8.031, de 12 de abril de 1990	Instituiu o Plano Nacional de Desestatização – PND.
Lei Federal nº 8.631, de 4 de março de 1993	Acabou com o nivelamento das tarifas de energia elétrica pagas pelas diferentes regiões do país e com a porcentagem mínima de 10 % de retorno para as concessionárias.
Lei Federal nº 8.987, de 13 de fevereiro de 1995	Lei das Concessões – passou a exigir que as concessões acontecessem por meio de licitações.
Lei Federal nº 9.074, de 7 de julho de 1995	Legalizou a competição de geradores e distribuidores de energia e introduziu o conceito do produtor independente de energia elétrica – PIE.
Lei Federal nº 9.427, de 26 de dezembro de 1996 (alterada pela Lei nº 12.351/2010)	Criou a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL, como autarquia sob regime especial, vinculada ao Ministério de Minas e Energia – MME, com as atribuições de regular e fiscalizar a produção, transmissão, distribuição e comercialização de energia elétrica, em conformidade com as políticas e diretrizes do governo federal.
Lei Federal nº 9.648, de 27 de maio de 1998	Regulamentou a livre negociação da compra e venda de energia elétrica, inclusive com a participação dos concessionários de distribuição de energia.
Lei nº 10.848, de 15 de março de 2004	Definiu alterações no setor elétrico, sobretudo quanto à comercialização de energia, que se daria no Ambiente de Contratação Regulada – ACR e no Ambiente de Contratação livre – ACL.
Lei nº 10.847, editada em conjunto com a Lei nº 10.848	Criou a Empresa de Pesquisa Energética – EPE, vinculada ao Ministério de Minas e Energia – MME, com as atribuições de realizar pesquisas para subsidiar o planejamento do setor energético, tais como energia elétrica, petróleo, gás natural, carvão mineral, fontes renováveis, entre outras.

Diante desse cenário criou-se, então, a oportunidade para a comercialização da energia elétrica gerada por novos geradores independentes, dentre eles, os operadores de instalações de cogeração, como é o caso das usinas do setor sucroalcooleiro. Contudo, com relação à classificação das usinas sucroalcooleiras como autoprodutores ou produtores independentes de energia, é importante considerar que elas podem ser enquadradas nas duas situações já que o Decreto Federal nº 2.665, de 2 de julho de 1998 concedeu-lhes a permissão para a comercialização da energia cogenerada que exceder ao consumo de sua planta industrial, mediante prévia autorização da ANEEL. Assim, as usinas que se dedicam à produção de energia para seu próprio consumo têm a possibilidade de, eventualmente, comercializar os excedentes elétricos de sua produção.

Ressalta-se que as características naturais e as próprias condições do setor sucroalcooleiro, enquadrado na condição de “geração distribuída”, constituem-se como vantagens, já que a energia pode ser gerada próxima aos principais centros de consumo, em razão da

concentração da produção de cana-de-açúcar no Sudeste e da expansão dessa cultura em áreas de fronteira agrícola no Centro-Oeste.

#### **2.4.4 A cogeração com bagaço de cana no Brasil**

Atualmente, a maioria do bagaço de cana produzido no setor sucroalcooleiro brasileiro é utilizado para a produção de energia elétrica e calor de processo. Em grande parte, tal geração é destinada ao atendimento das necessidades das próprias usinas, o que se denomina “autoprodução”. Segundo Flausinio (2015), a palha da cana que, similarmente ao bagaço, também constitui-se como combustível para a geração de energia, geralmente é deixada no próprio solo como adubo orgânico para a cultura, considerando-se que grande parte da colheita nas lavouras de cana ainda se processa de forma manual.

No que se refere à queima do bagaço de cana no Brasil para a produção de energia elétrica, tal insumo, conforme Flausinio (2015), apresenta as seguintes qualificações:

- competitividade em termos de custos;
- maturidade da indústria sucroalcooleira/sucroenergética;
- contribuição para a redução de emissões de gases de efeito estufa;
- proximidade aos centros de carga; e, principalmente
- complementariedade sazonal com a hidroeletricidade, levando-se em conta o regime de chuvas.

De fato, e conforme Macedo (2010), a viabilidade econômica e a complementaridade da cogeração com bagaço de cana em relação à energia hidroelétrica constituem as bases para sua expansão já que o período da seca nas regiões Sudeste e Centro-Oeste (que concentram dois terços da capacidade dos reservatórios nacionais), coincide com a época de safra da cana-de-açúcar, que se estende ao longo dos meses de abril a novembro.

Sendo assim, o bagaço de cana tem papel fundamental no Brasil, contribuindo para a diversificação das fontes de geração de energia elétrica. Vale ressaltar que, em 15 de dezembro 2009, a ANEEL regulamentou a Resolução Normativa nº 390, que permitiu que centrais geradoras com capacidade instalada reduzida distribuíssem e comercializassem a energia produzida. Tal regulamentação beneficiou produtores rurais e instituições de todo país, e cada região passou a explorar os recursos produzidos. Nesse contexto, o bagaço de cana apresentou-se com um insumo com diferencial estratégico, principalmente por ser uma fonte renovável de energia.

#### **2.4.5 Bagaço de cana-de-açúcar – Valor energético**

O colmo (caule) da cana-de-açúcar contém a sacarose, matéria-prima necessária para a produção de açúcar e de etanol, por meio de moagem para a extração do caldo. Após a moagem, a parcela fibrosa restante constitui o bagaço de cana, com teor de umidade geralmente em torno de 50 %. De acordo com estudos da CONAB – Companhia Nacional de Abastecimento, para cada tonelada de cana processada no Brasil, gera-se algo entre 270 e 290 quilos de bagaço (com 50 % de umidade). Do total produzido, uma pequena parcela (próxima a 10 %) é destinada a usos diversos, como a alimentação animal. Os 90 % restantes são queimados em caldeiras para a geração de vapor.

Antes de se definir e apresentar o “valor energético” do bagaço de cana, é importante que tal insumo seja previamente caracterizado como um combustível, termo que se refere a qualquer substância que, quando queimada, produz calor. Além disso, é importante lembrar que a capacidade de geração de calor de um combustível, sob uma dada condição, denomina-se

Poder Calorífico, termo que, em última análise, significa a quantidade de calor liberada pela combustão, sendo definido em unidades de energia por unidade de massa, geralmente kJ/kg ou, alternativamente, kcal/kg (no caso de combustíveis líquidos e gasosos, o poder calorífico pode ser expresso em unidades de energia por unidade de volume).

De acordo com Oliveira et al (2018), embora a composição química do bagaço possa variar (ainda que não significativamente), pode-se admitir a seguinte composição básica: Carbono (47 %), Hidrogênio (6,5 %), Oxigênio (44 %) e Cinzas/Outros (2,5 %). Para combustíveis que contêm hidrogênio nas moléculas (como é o caso do bagaço de cana) e que, conseqüentemente, produzem água na combustão, definem-se dois tipos de poder calorífico:

- Poder Calorífico Superior (PCS): de maneira objetiva e sucinta, o PCS pode ser definido como a energia liberada sob a forma de calor por unidade de massa do combustível queimado, somada à energia gasta para vaporizar a água nele contida; o PCS pode ser medido facilmente em laboratório, por meio de um dispositivo denominado bomba calorimétrica de Mahler, segundo Borges et al (2012);
- Poder Calorífico Inferior (PCI): de maneira objetiva, sucinta e expedita, o PCI pode ser definido como a energia liberada sob a forma de calor por unidade de massa do combustível queimado, sem que se considere a energia gasta para vaporizar a água nele contida; em outras palavras, o PCI traduz a energia efetivamente liberada sob a forma de calor (útil para aproveitamento em um processo, por exemplo) obtida quando da queima do combustível.

Em várias aplicações nas quais se queima um combustível, parte da energia gerada na queima é utilizada para vaporizar a água contida no próprio combustível. Como a água vaporizada não é utilizada, conclui-se que parte do conteúdo de calor intrínseco ao combustível é perdida. Em cálculos e análises técnicas associados a essas aplicações, utiliza-se o poder calorífico inferior (PCI), que traduz a capacidade real de se produzir calor útil/efetivo com a queima do combustível em questão. Portanto, verifica-se que, quanto maior for o teor de umidade incorporada à massa do combustível, menor será seu PCI e, conseqüentemente, menor será a capacidade de se produzir calor útil/efetivo em decorrência do processo de queima. Por outro lado, o poder calorífico do bagaço torna-se maior à medida em que o teor de umidade se reduz, devido à menor necessidade de calor para a vaporização da água incorporada.

No que se refere à queima do bagaço de cana em caldeiras de biomassa, a literatura técnica da área apresenta valores díspares para o PCI. Com base em Borges et al (2012), isso se deve ao fato de que o PCI do bagaço pode variar em função de diversas condições como o respectivo teor de umidade, a quantidade de impurezas vegetais e minerais presentes, o percentual de fibra, a composição química, as condições de trabalho (como o nível de preparo da cana, o sistema de extração prévia do caldo – moenda ou difusor, embebição – adição de água para facilitar a remoção do caldo), e também as condições de estocagem do bagaço. Segundo Flausinio (2015), o PCI do bagaço de cana varia com as frações mássicas de umidade e de sacarose nele presentes. De acordo com Oliveira et al (2018), a umidade do bagaço constitui o fator mais importante, influenciando enormemente o PCI.

A maioria das caldeiras comerciais é projetada para operar satisfatoriamente queimando bagaço com teor de umidade situado na faixa entre 48 e 50 %, sendo conveniente prover meios para utilizá-lo com umidade não superior a 50 %, segundo Borges et al (2012). Com 52 % de umidade, já existe a possibilidade de ocorrência de problemas no processo. Para isso, controlam-se os parâmetros operacionais básicos das moendas sendo, um deles, a pressão que os rolos das mesmas (rolo de entrada, rolo de pressão, rolo superior e rolo de saída) exercem sobre a cana a ser esmagada/moída, buscando-se obter a umidade requerida para o bagaço a ser introduzido nas caldeiras [Oliveira et al (2018)].

É importante salientar que o PCI tem ampla aplicação prática no dimensionamento e avaliação de equipamentos de combustão, interferindo diretamente na eficiência da geração do vapor produzido [Borges et al (2012)]. Há métodos para determinação do PCI do bagaço de cana por meio de cálculos com base no valor do PCS (quando previamente definido) e no poder calorífico das frações mássicas dos elementos constituintes do bagaço úmido (fibras, açúcar, impurezas e água). Um desses métodos é apresentado em Oliveira et al (2018). O valor usual para o PCS do bagaço seco equivale a 19.274 kJ/kg (ou 4.600 kcal/kg), com desvio não superior a 2 %.

Alguns valores de PCI para o bagaço de cana citados na bibliografia e suas respectivas fontes são apresentados na Tabela 2.1 a seguir.

**Tabela 2.1 – Poder calorífico inferior (PCI) do bagaço de cana.**

Fonte bibliográfica	Situação / Condições	PCI (kJ/kg)
Borges et al (2012)	Estudo de caso contemplando a análise das características do bagaço e respectivo PCI (calculado) mês a mês, de setembro/2011 a agosto/2012, com umidade média de 55 %.	5.120 a 7.571 (média de 12 meses: 6.105)
Flausinio (2015)	PCI considerado nos dados-base para cálculo do potencial técnico teórico de produção de energia no setor sucroalcooleiro de Minas Gerais (em 2013).	8.225
	PCI calculado com base em percentuais típicos de sacarose e de umidade no bagaço utilizado em usinas de geração de energia, conforme metodologia específica abordada em Hugot (1986).	7.546
Oliveira et al (2018)	Bagaço de cana (praticamente) seco.	18.855
Tabelas de valores de PCI para diversos combustíveis por exemplo, em TecCalor (2019)]	Bagaço de cana com 20 % de umidade.	13.408
	Bagaço de cana com 50 % de umidade.	7.542 a 7.626

Em algumas bibliografias da área, o PCI também é expresso em kcal/kg (conversão: 1 kcal = 4,19 kJ).

Se comparado com os combustíveis fósseis, o bagaço de cana apresenta poder calorífico significativamente inferior. Conforme tabela técnica apresentada em Araújo (2019), os PCIs dos óleos derivados do petróleo (tais como, por exemplo, os óleos combustíveis tipo 1A a 7A, e o óleo diesel) situam-se no patamar aproximado de 41.900 kJ/kg (ou 10.000 kcal/kg). O PCI do gás natural equivale a 8.600 kcal/m<sup>3</sup>.

## 2.4.6 Esquemas e configurações típicos/básicos de cogeração por combustão

### 2.4.6.1 Configuração típica/básica (combustão direta)

Em se tratando de cogeração, os sistemas por combustão (único método para cogeração abordado neste trabalho) representam a tecnologia de conversão energética mais difundida comercialmente, fundamentalmente para a queima de resíduos agroindustriais, como o bagaço de cana [USP (2013)]. Com esse tipo de tecnologia, as caldeiras fornecem vapor para utilização em processos (aproveitamento do calor) permitindo, também, a geração de energia elétrica com o emprego de turbinas a vapor com geradores mecanicamente acoplados.

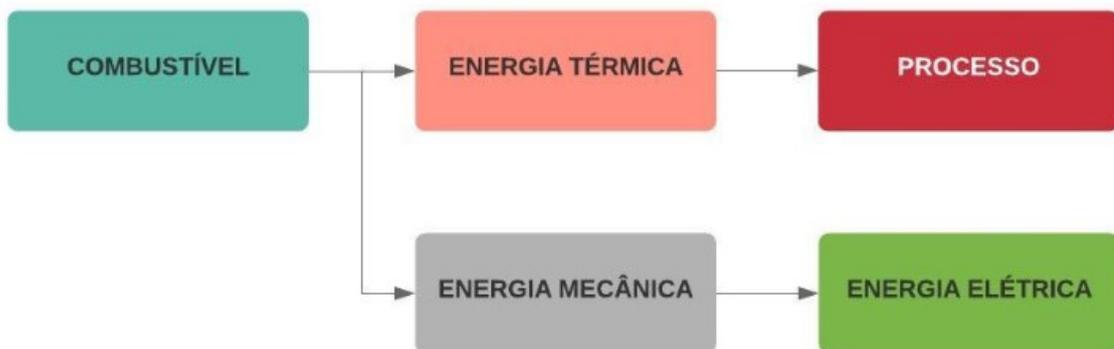
Uma grande vantagem desse tipo de sistema é a possibilidade da utilização de qualquer tipo de combustível, o que o torna uma opção natural e conveniente em diversos casos.

Conforme Flausinio (2015), uma típica central termoelétrica a bagaço de cana-de-açúcar é composta por vários sistemas: caldeira, turbina, gerador elétrico, subestação transformadora, além de um conjunto de subsistemas periféricos como, por exemplo, os equipamentos para alimentação da caldeira (combustível e água), os sistemas de refrigeração de mancais do turbogerador, sistemas de tratamento químico da água de alimentação, dentre alguns outros.

Ainda de acordo com Flausinio (2015), a transformação da energia térmica em energia mecânica (e, subsequentemente, em energia elétrica) que ocorre em uma central termoelétrica pode ser realizada por diferentes sistemas cuja concepção e montagem baseiam-se em algum dos diversos ciclos termodinâmicos conhecidos. No caso do setor sucroalcooleiro, isso é tradicionalmente realizado pelo ciclo Rankine, com a queima externa do combustível (bagaço de cana).

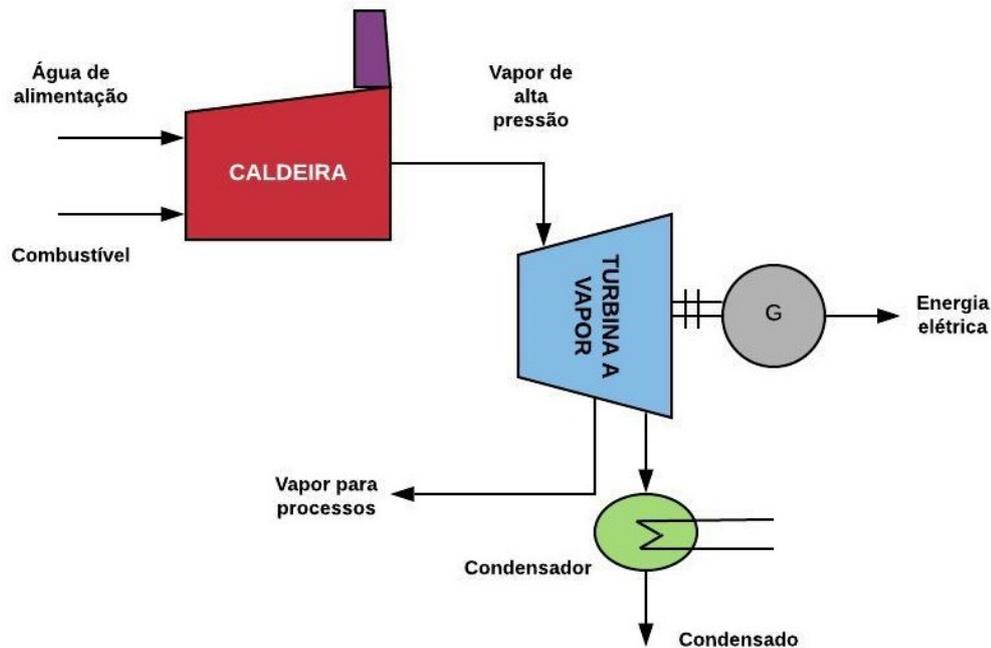
A potência nesses ciclos geralmente atinge valores situados na faixa entre 0,5 e 100 MW, podendo alcançar até 1.350 MW, segundo Pilon et al (2012).

Na Figura 2.5 é apresentado um esquemático elementar de cogeração, no qual, a partir de um único combustível, obtêm-se fontes de energia térmica (a ser utilizada para o aproveitamento de calor em processos) e energia mecânica a ser, em sequência, empregada para a geração de energia elétrica.



**Figura 2.5 – Base geral da cogeração de energia.**  
[obtido em Pilon et al (2012) e adaptado pelo autor]

Na Figura 2.6, ilustra-se esquematicamente a queima do combustível em uma caldeira com a liberação de energia térmica ao vapor gerado, o aproveitamento de tal energia em processos, a geração de energia mecânica na turbina e a produção de energia elétrica em um gerador.



**Figura 2.6 – Sistema básico de cogeração a vapor.**  
[obtido em Pilon et al (2012) e adaptado pelo autor]

Na turbina o vapor é admitido a alta pressão e temperatura. Ao fluir pela turbina, o vapor se expande e perde pressão, obtendo-se energia cinética suficiente para a movimentação (rotação) e para a produção de trabalho mecânico no eixo, objetivando-se o acionamento de um gerador de energia elétrica mecanicamente acoplado. O vapor extraído da turbina, a uma temperatura e pressão mais baixas, pode, então, ser aproveitado em atividades produtivas (para fins de evaporação, cozimento, secagem e outros) e/ou convertido em água em um condensador, para reaproveitamento na caldeira. Segundo Flausinio (2015), este é o principal ponto em que a cogeração é agregada já que, antes de ser retornado ao estado líquido, o vapor pode ser utilizado em processos industriais.

Ainda de acordo com Flausinio (2015), há dois arranjos básicos de cogeração: a) utilizando-se turbinas de contra-pressão, sendo que, nesse arranjo, o condensador é substituído pelo próprio processo industrial; e b) utilizando-se turbinas de condensação/extração, arranjo no qual o condensador encontra-se presente e o vapor neste introduzido retorna à caldeira sob a forma de condensado.

Tais arranjos serão explorados um pouco mais ao longo do subitem 2.4.6, mais adiante.

#### **2.4.6.2 Tipos de cogeração (*topping cycle* e *bottoming cycle*)**

Conforme USP (2013), de acordo com a ordem relativa de produção de energia elétrica/mecânica e calor, as configurações de cogeração podem se dividir no que se convencionou denominar ciclos *topping* e *bottoming*, a saber:

- *Topping*

Nesse ciclo, a produção de energia elétrica ocorre em primeiro lugar, por meio do vapor (ou de gases de combustão) a uma temperatura mais elevada. Na sequência, utiliza-se a energia residual sob a forma de calor para utilização em processos. Em outras palavras, de toda a energia disponibilizada pelo combustível primário, o primeiro aproveitamento se dá para a geração de energia eletromecânica (altas temperaturas) e, em seguida, para o aproveitamento de calor útil.

Conforme Neto et al(3) (2017, p. 256-274), o ciclo *topping* é muito utilizado no setor terciário, comércio e serviços, nos quais a energia elétrica tem maior relevância e intensidade.

• *Bottoming*

Nesse ciclo, gera-se inicialmente a energia térmica para a utilização em processos e, na sequência, utiliza-se o calor residual para a produção de energia elétrica/mecânica. Em outras palavras, de toda a energia disponibilizada pelo combustível primário, o primeiro aproveitamento se dá para a utilização de calor útil a elevadas temperaturas e, em seguida, para a geração de energia eletromecânica.

Nas Figuras 2.7 e 2.8 são ilustradas, de maneira esquemática, as configurações básicas do aproveitamento da energia segundo os ciclos *topping* e *bottoming*, respectivamente.

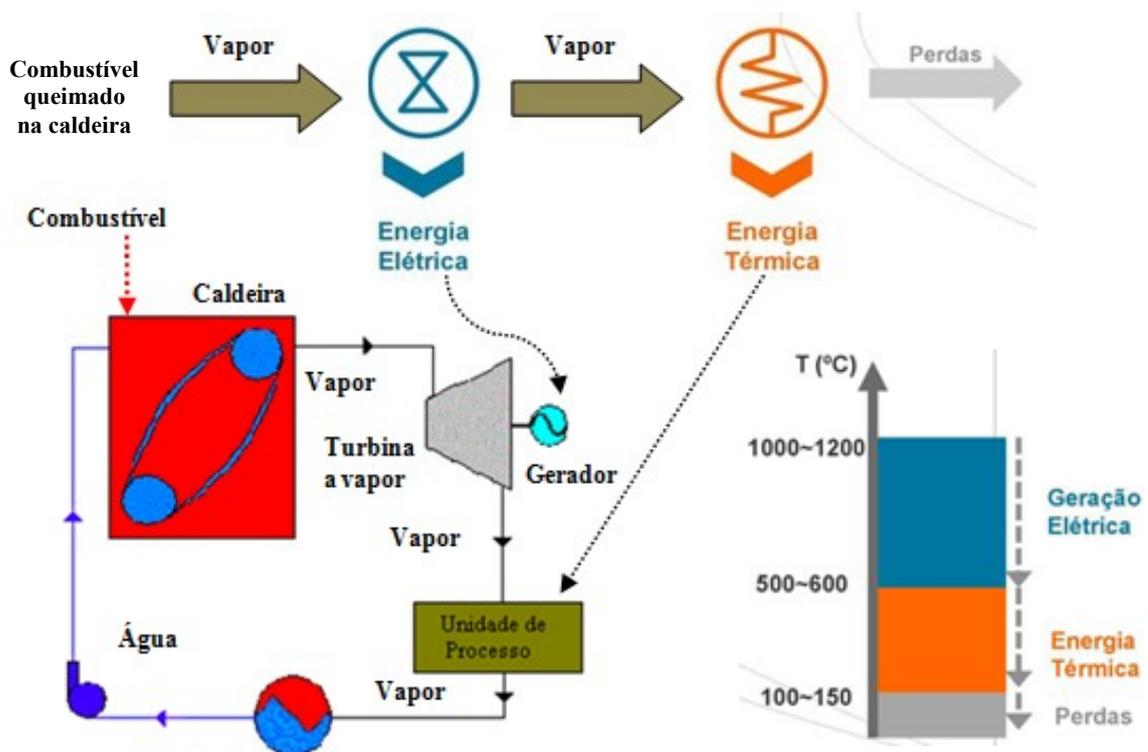
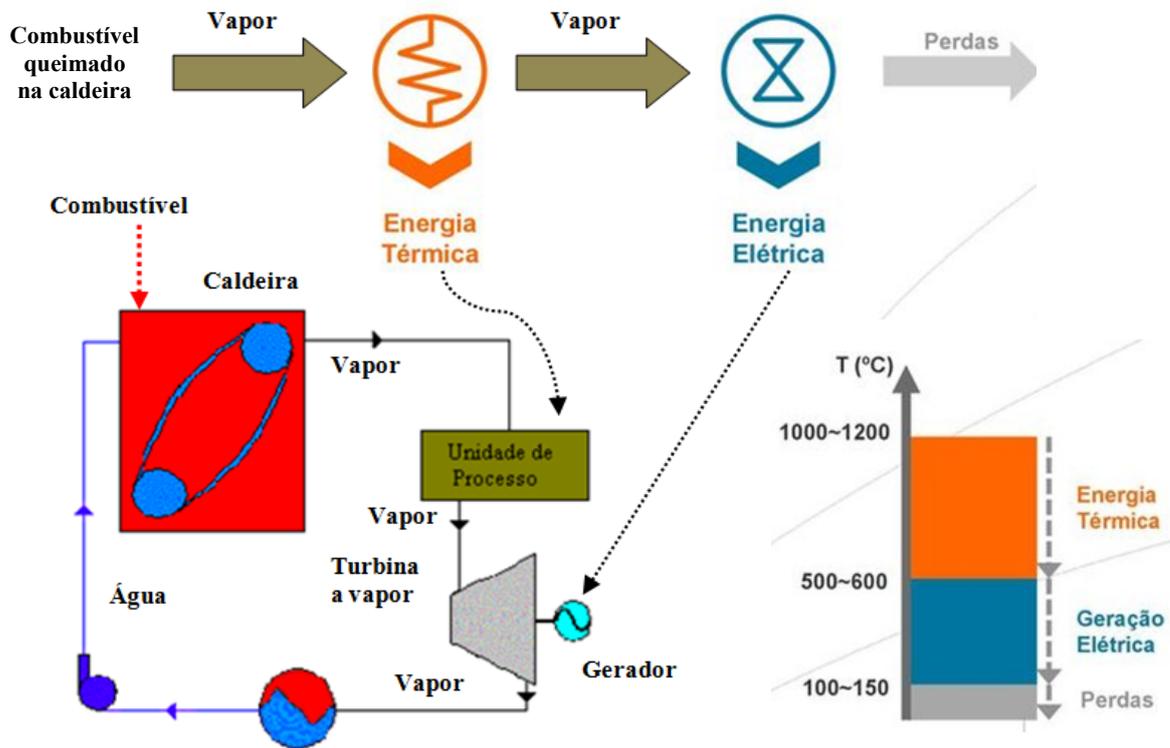


Figura 2.7 –Ciclo *Topping*.

[adaptada pelo autor com base em figuras obtidas em Scretchman (2012) e Silva (2012)]



**Figura 2.8 – Ciclo *Bottoming*.**

[adaptada pelo autor com base em figuras obtidas em Scrotchman (2012) e Silva (2012)]

De acordo com Neto et al(3) (2017), o ciclo *bottoming* se viabiliza, em particular, em processos cujo combustível primário apresenta baixo custo. Santos e Novo (2008), citados em Flausinio (2015), afirmam que os sistemas *bottoming* são utilizados apenas em indústrias cujos processos forneçam grande quantidade de calor residual, o que restringe o uso desse ciclo.

Ainda segundo Neto et al(3) (2017, p. 256-274), não há um padrão pré-definido para o dimensionamento e especificação de uma planta de cogeração no que se refere à utilização dos ciclos *topping* e *bottoming*. Análises específicas devem ser aplicadas considerando-se, principalmente: as demandas elétricas e térmicas, o perfil de consumo das utilidades de energia, as temperaturas de processo, a seleção das tecnologias disponíveis, os espaços físicos para instalação da planta e a análise das interligações entre os processos produtivos.

Todavia, conforme USP (2013), a utilização dos ciclos está relacionada à faixa de temperaturas disponibilizada pela queima do combustível para a produção sequencial de eletricidade e calor útil (ou vice-versa). A utilização de calor nas indústrias é habitual na faixa entre 120°C e 200°C (temperatura típica para os processos de secagem, cozimento, evaporação, etc), com pressões da ordem de 2,5 bar. Para a geração de energia elétrica, opera-se em níveis mais elevados de temperatura, geralmente acima de 400°C.

Percebe-se, portanto, que, na cogeração do tipo *topping*, o calor utilizado pelos processos industriais é aproveitado a partir do “rejeito energético” da geração elétrica. Trata-se da tecnologia empregada na maioria das indústrias, considerando-se que grande parte dos processos industriais demanda calor a baixas temperaturas. Por sua vez, o ciclo *bottoming* não é muito utilizado industrialmente uma vez que o calor rejeitado em processos industriais encontra-se, via de regra, a temperaturas mais baixas e geralmente insuficientes para utilização

na produção de potência. Além disso, é sempre desejável a melhoria do desempenho dos sistemas por meio da recuperação ou da regeneração térmica convencional. O sistema *bottoming* é costumeiramente utilizado apenas quando pode-se gerar grandes montantes de calor residual sob elevadas temperaturas, como nos casos de fornos cerâmicos e plantas metalúrgicas.

Reforçando e reafirmando o que foi explicitado no parágrafo anterior, Suçuarana (2018) afirma que os sistemas do tipo *topping* são os mais utilizados para se gerar energia em maior escala já que, geralmente, o calor rejeitado nos processos industriais encontra-se a uma temperatura relativamente baixa, não podendo ser empregado na geração de eletricidade.

Flausinio (2015) informa que há três estratégias de operação em centrais de cogeração operando em regime *topping*. São elas:

- **paridade térmica:** o sistema é dimensionado de forma que se atenda, primordialmente, a demanda térmica do processo; a energia elétrica é tratada como um subproduto, devendo ser adquirida da rede externa, caso a produção interna não seja suficiente; pode, ou não, haver suplemento de calor por caldeiras auxiliares, em caso de alta demanda; caso haja excedente, a energia elétrica pode ser vendida à rede da concessionária de distribuição.
- **paridade elétrica:** o sistema é projetado para atender prioritariamente à demanda elétrica; não existe excedente elétrico; o déficit de energia térmica deve ser adquirido de fornecedores externos ou produzido a partir de um sistema de geração de vapor independente; eventuais excedentes de energia térmica (a partir do vapor), caso existam, só poderão ser comercializados caso haja proximidade suficiente a outros consumidores.
- **despacho econômico:** a central de cogeração opera apenas nos períodos em que a tarifa paga pela concessionária apresente atratividade; a central poderá permanecer desconectada da concessionária de energia elétrica quando não houver atratividade econômica em sua operação, ainda que isto implique em custos devidos à ociosidade dos equipamentos; procura-se atender à comercialização de excedentes em períodos de tempo limitados, ou seja, na escala temporal diária ou na mensal, na medida em que os excedentes, térmicos ou elétricos, existam e apresentem atratividade econômica e financeira.

## 2.4.7 Aspectos tecnológicos básicos - Caldeiras e Turbinas a vapor

### 2.4.7.1 Caldeiras

Em vários setores industriais que utilizam a biomassa como fonte de geração de energia, especialmente no setor sucroalcooleiro, devido ao aproveitamento o bagaço de cana de açúcar, deu-se muito impulso à cogeração nas décadas passadas mais recentes. Conforme exposto em Rothbart (2010), objetivando-se o melhor uso desse combustível na geração de eletricidade, mais recentemente algumas usinas passaram a adotar caldeiras de alta pressão (vapor gerado a pressões superiores, acima de 85 bar), utilizando-se o vapor excedente como agente de aquecimento, ou seja, como transportador de calor para processos industriais.

De maneira geral, e dependendo do sistema em questão, há plantas em que o vapor gerado atinge a turbina com temperaturas e pressões que podem variar de 300°C/21 bar ( $\cong 21 \text{ kgf/cm}^2$ ) a até 530°C/100 bar ( $\cong 100 \text{ kgf/cm}^2$ ), em valores aproximados. O material técnico elaborado por Regini (2008), representando a empresa Siemens, já apresentava configurações básicas de usinas termelétricas de primeira geração (antigas/convencionais), de segunda geração (otimizadas) e de terceira geração (melhor tecnologia), essas últimas emergentes à época. Nas usinas autoprodutoras mais antigas (primeira geração), não dedicadas especificamente à cogeração e atualmente ainda em operação no Brasil, produz-se vapor tipicamente a 21 bar e 300°C (há também caldeiras operando a cerca de 40 bar e

400°C). Nas usinas com configuração otimizada (segunda geração), muitas delas atualmente em operação e dedicadas à cogeração, o vapor produzido atinge a temperatura de cerca de 480/490°C com pressões da ordem de 62 a 68 bar. Nas usinas mais recentes e mais modernas (terceira geração), com melhor tecnologia e altamente focadas na cogeração e na venda de excedentes de energia elétrica, produz-se vapor a 530°C com pressões da ordem 85 a 100 bar (ou até um pouco mais). Inclusive, segundo Neto et al(2) (2017, p. 236-238 e 242-244), há a possibilidade de melhorias substanciais na geração de excedentes de energia elétrica para a rede externa com a adoção de tecnologias mais eficientes para a geração, associadas com a eletrificação de equipamentos (moendas, por exemplo) e a conseqüente redução da demanda de vapor (ressalta-se que nos equipamentos de moagem da cana ainda é comum a utilização de acionamentos a vapor). No Brasil, o contingente de usinas da chamada terceira geração ainda é reduzido mas, para novos empreendimentos de maior porte, esta é a atual tendência.

No que se refere à geração de vapor utilizando-se biomassa como combustível, a escolha está associadas ao tipo de caldeira a ser empregada. De acordo com as informações obtidas em Coontrol (2019) e também em Wikipedia(2) (2019), tem-se:

- Caldeiras flamotubulares (ou fogotubulares)

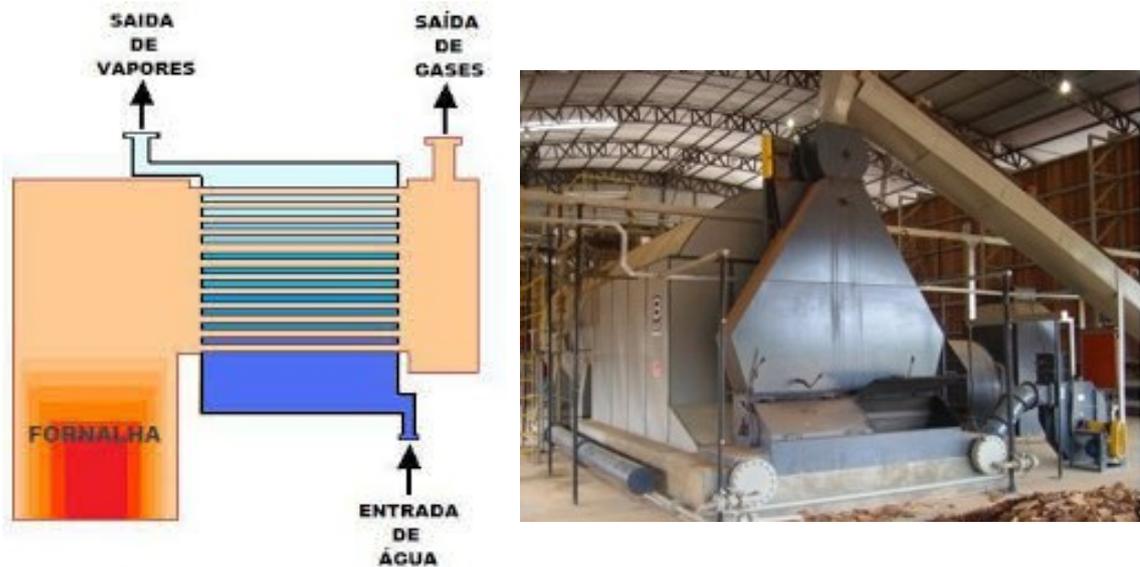
Recebem tal denominação em razão da forma como os gases originários da combustão trocam calor com a água para a geração do vapor.

Os gases quentes, decorrentes da queima da biomassa, fluem pelo interior de tubos e a água encontra-se presente em seus entornos. Esses equipamentos, que podem ser horizontais ou verticais (dependendo da posição dos tubos internos), são mais compactos e o processo interno é mais simples. Caldeiras desse tipo são indicadas para instalações de menor porte, cuja energia gerada é de menor magnitude, e geralmente não são utilizadas para cogeração.

Caldeiras a biomassa flamotubulares apresentam as seguintes características gerais:

- ✓ são ideais para processos cujas necessidades de pressão e temperatura são menos acentuadas;
- ✓ podem queimar uma grande variedade de formas de biomassa, como cavaco de madeira, serragem, resíduos da indústria agrícola e bagaço de cana;
- ✓ apresentam custo-benefício satisfatório, considerando-se o investimento, a operação e a manutenção com custos mais acessíveis;
- ✓ os procedimentos de inspeção são facilitados; e
- ✓ as unidades mais modernas apresentam alta eficiência na queima de materiais em suspensão e combustíveis com maior teor de umidade, como é o caso de muitas variedades de biomassa.

Na Figura 2.9 apresenta-se um esquemático elementar de uma caldeira flamotubular e uma fotografia de um sistema real de pequeno porte, para queima de biomassa.



**Figura 2.9 – Esquemático e fotografia de uma caldeira flamotubular a biomassa (pequeno porte).**  
[figuras obtidas em Moraes (2015) e na internet]

O mercado disponibiliza caldeiras flamotubulares para queima de biomassa com capacidades que variam, tipicamente, de 600 a 40.000 quilos de vapor por hora (kgv/h), podendo haver variações de fabricante para fabricante. As pressões podem atingir até  $30 \text{ kgf/cm}^2$ .

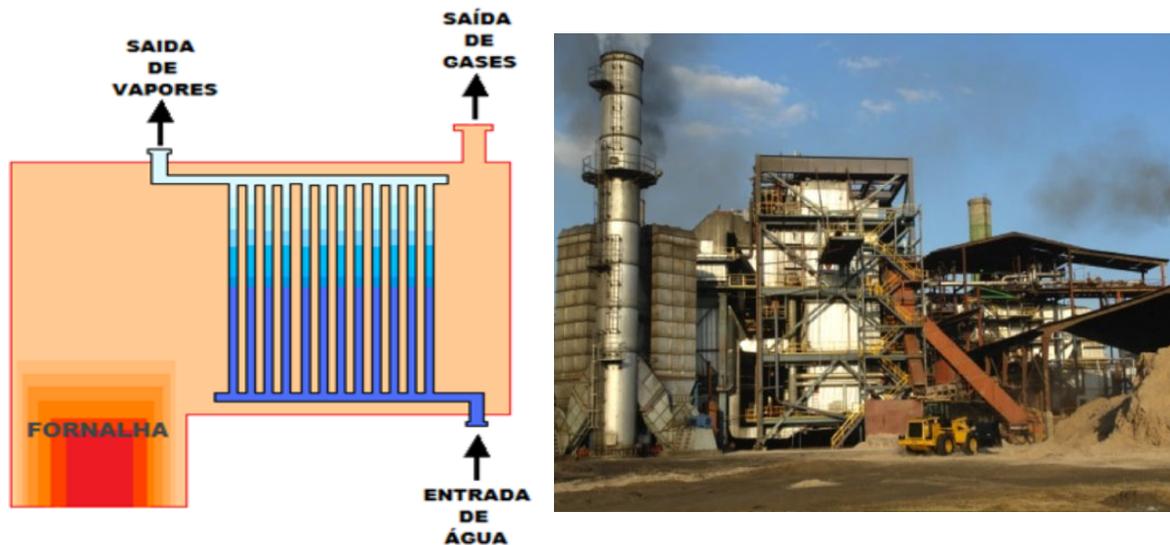
- Caldeiras aquatubulares

Recebem essa denominação uma vez que a água a ser aquecida para a geração de vapor circula no interior dos tubos e esses, por sua vez, são envolvidos pelos gases de combustão. Com um projeto e construção mais específicos, uma caldeira aquatubular é mais empregada em projetos industriais de médio e grande portes, como é o caso das usinas termelétricas e de cogeração, que geralmente demandam a produção de grandes quantidades de vapor, geralmente a elevadas temperaturas e pressões de trabalho.

Caldeiras a biomassa aquatubulares apresentam as seguintes características gerais:

- ✓ maior capacidade para produção de vapor, sob altas pressões (até 150 bar);
- ✓ maior taxa de produção de vapor por unidade de área de transferência de calor;
- ✓ capacidade para suportar e gerar vapor (superaquecido) a altas temperaturas (acima de  $450^\circ\text{C}$ );
- ✓ possibilidade de emprego de grande variedade de biomassas, inclusive as que apresentam baixo poder calorífico e dificuldades de queima;
- ✓ simplificação no processo de limpeza dos tubos internos, o que, inclusive, pode ser realizado de forma automática nas caldeiras mais modernas;
- ✓ maior durabilidade (o tempo de vida útil pode atingir trinta anos, desde que haja manutenção criteriosa);
- ✓ construção mais complexa;
- ✓ necessidade de tratamento mais rigoroso da água de alimentação; e
- ✓ elevado custo inicial.

Na Figura 2.10 é apresentado um esquemático elementar de uma caldeira aquatubular e uma fotografia de um sistema real de médio porte, para queima de bagaço de cana.



**Figura 2.10 – Esquemático e fotografia de uma caldeira aquatubular a biomassa (média pressão, 43 kgf/cm<sup>2</sup>).**

[figuras obtidas em Moraes (2015) e na internet]

O mercado disponibiliza caldeiras aquatubulares para queima de biomassa com capacidades que variam, tipicamente, de 10.000 a 500.000 quilos de vapor por hora (kgv/h), podendo haver variações de fabricante para fabricante. Em alguns modelos, as pressões podem atingir até 150 kgf/cm<sup>2</sup> e a temperatura final do vapor pode chegar a 560°C. As caldeiras comerciais a biomassa que passaram a ser utilizadas em várias usinas do setor sucroalcooleiro a partir da primeira década dos anos 2.000 (com pressão de trabalho equivalente ou superior a 60 bar) podem produzir cerca de até 550 kg de vapor por tonelada de cana moída conforme Andrietta (2009) e conforme informações colhidas em Caldeira (2018), o que, em última análise, dependerá das condições de operação e da eficiência térmica na geração do vapor. O valor mais frequentemente citado nas bibliografias que abordam o assunto equivale a 500 kg-vapor/t-cana, conforme Carvalho (2010), Seabra (2008) e várias outras fontes. Sendo assim, e considerando-se, conforme informado ao final do subitem 2.3, que 1 tonelada de cana moída gera algo entre 250 e 280 kg de bagaço (com cerca de 50 % de umidade), infere-se que, com a queima de uma tonelada de bagaço, pode-se produzir cerca de 2 toneladas de vapor (na literatura da área encontram-se índices na faixa entre 1,9 e 2,4, com predominância em torno de 2 t-vapor/t-bagaço).

Conforme Secamaq (2018), de maneira geral, a escolha de uma caldeira de biomassa deve estar associada à avaliação de algumas questões básicas iniciais, tais como:

- aplicação efetiva: torna-se necessário saber de que forma a caldeira se enquadrará na atividade realizada (produção de vapor para processos, produção de energia elétrica ou ambos, no âmbito da cogeração); é fundamental o conhecimento prévio das necessidades a serem atendidas no que se refere às pressões e temperaturas requeridas para o vapor a ser produzido;
- disponibilidade de biomassa: deve-se avaliar o tipo de biomassa mais abundante e disponível, evitando-se que a caldeira permaneça ociosa devido à eventual falta de combustível;
- capacidade requerida para a caldeira (kgv/h): o equipamento deve atender às necessidades da atividade industrial na qual irá operar (capacidade em excesso pode gerar desperdícios e capacidade insuficiente pode ser um importante fator limitador para a geração de energia); e

- disponibilidade de área física para a instalação da caldeira: deve-se conhecer e avaliar previamente a área disponível para a instalação do equipamento em si e de seus subsistemas acessórios.

Segundo Flausinio (2015), pesquisas demonstraram que apenas o uso de caldeiras de alta eficiência operando a altas pressões e temperaturas (60 bar a 80 bar e 490°C a 520°C, respectivamente, e valores superiores) permitem a produção de energia elétrica adicional em uma usina, de maneira satisfatória e economicamente viável. Segundo um estudo apresentado pela ISO – *International Sugar Organization* em 2009, citado em Flausinio (2015), embora o custo de aquisição e instalação de caldeiras de alta pressão sejam relativamente elevados, o investimento pode ser amortizado por meio de receitas advindas de exportações dos excedentes de eletricidade para a rede interligada (SIN – Sistema Interligado Nacional) em períodos de até cinco anos.

Tolmasquim (2016) ressalta que a maioria das caldeiras utilizadas há poucas décadas atrás operava (e boa parte ainda opera) produzindo vapor a 21 bar e cerca de 380°C, com a tecnologia do tipo *grelha\**. Nesse tipo de caldeira, a fornalha (câmara de combustão) é dotada de uma grelha sobre a qual é introduzido o combustível sólido para a queima. A grelha pode ser fixa/plana, fixa/inclinada ou móvel/rotativa, dependendo do tipo e condições do combustível a ser queimado. Segundo Guarani (2016), são caldeiras adequadas para a queima de combustíveis sólidos com teor de umidade de, no máximo, 53 %. Apresentam eficiência de combustão\* da ordem de 94 a 97 % e eficiência térmica\* (considerado o PCI do combustível) da ordem de até 87 %, dependendo das condições de operação.

Todavia, com a modernização dos processos e o foco na maximização de excedentes de energia elétrica para comercialização, o setor tem adotado cada vez mais caldeiras e turbinas de maior capacidade, para pressões da ordem de 40, 65, 80 bar ou até mais, e temperaturas no patamar dos 550°C. O trabalho de Tolmasquim (2016) ainda ressalta que os conjuntos caldeira-turbina operantes a 65 bar e 550°C têm sido os mais utilizados na expansão recente do setor sucroenergético.

Ainda segundo Tolmasquim (2016), no que se refere aos aspectos construtivos e à tecnologia de queima do combustível nas fornalhas dos geradores de vapor, a utilização de caldeiras de leito fluidizado borbulhante (BFB – *bubbling fluidized bed*) em substituição às de grelha se compatibiliza melhor ao aproveitamento de mais de um tipo de biomassa (além do bagaço de cana), permitindo mais flexibilidade e admitindo maior variabilidade nas características dos combustíveis empregados. Nesse tipo de caldeira, a fornalha é dotada de um leito de areia em sua parte inferior, acima do qual o combustível é queimado pelo efeito da circulação de jatos de ar aquecido a temperaturas acima de 800°C e alta pressão, que permeiam e fluidizam a areia. De acordo com Guarani (2016), são caldeiras adequadas para a queima de combustíveis sólidos pulverizados com elevado teor de umidade (até 65 % em alguns modelos). Apresentam eficiência de combustão\* da ordem de até 99 % e eficiência térmica\* (considerado o PCI do combustível) de até 91 %. Dependendo das condições de operação, uma caldeira de leito fluidizado borbulhante pode ser 7 % mais eficiente que uma caldeira de grelha. Ainda segundo Guarani (2016), considerada a mesma produção de vapor, a tecnologia a “leito fluidizado” proporciona uma redução média do combustível da ordem de 8 a 14 % se comparada à tecnologia do tipo “grelha”. A desvantagem é a necessidade de queima de um combustível auxiliar (etanol ou gás) para o aquecimento/fluidização do leito de areia.

**\*Nota:** Os conceitos de eficiência térmica e eficiência de combustão serão explorados no Capítulo 4 deste trabalho.

### 2.4.7.2 Turbinas a vapor

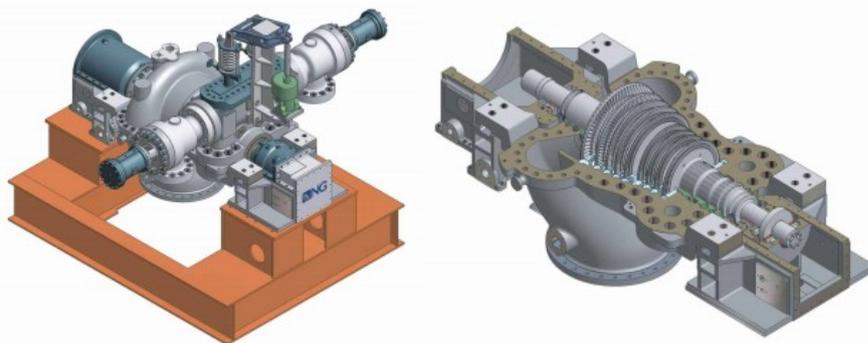
No tocante às turbinas, Yanagihara (20??) ressalta que a turbina a vapor é um dos equipamentos industriais mais versáteis, sendo amplamente utilizada em termelétricas, em propulsão marítima e em processos industriais em geral, principalmente quando se deseja produzir energia elétrica e obter energia térmica para aquecimento.

Há várias classificações e categorias de turbinas a vapor. Todavia, no que tange às topologias básicas aplicáveis a sistemas de cogeração, torna-se particularmente importante designá-las quanto às condições de exaustão do vapor. Segundo Morais (2007), sob tal aspecto, há basicamente duas categorias (dois arranjos tecnológicos): turbinas de condensação (ou condensantes) e turbinas de contra-pressão (ou não condensantes).

O Plano Nacional de Energia – 2030, sintetizado pela ANEEL no Atlas de Energia Elétrica do Brasil (2008), contempla os dois arranjos tecnológicos, que podem ser definidos/classificados da seguinte maneira:

- Ciclo a vapor com turbinas de contra-pressão (ANEEL, 2008)

Na cogeração, esse ciclo é empregado de forma integrada a processos produtivos por meio de cogeração. Nele, a biomassa é queimada diretamente em caldeiras e a energia térmica resultante é utilizada na produção do vapor para a movimentação de turbinas usadas para acionamentos mecânicos (quando existentes) nas unidades de produção e de turbinas para a geração de energia elétrica. O vapor que seria liberado na atmosfera após a realização desses processos pode ser encaminhado para o atendimento das necessidades térmicas do processo de produção. As turbinas de contra-pressão, ilustradas na Figura 2.11, descarregam o vapor a uma pressão acima da pressão atmosférica, geralmente para o interior de um duto (ou rede de vapor), de forma que o mesmo possa ser fornecido a uma outra turbina ou aproveitado em um processo térmico qualquer. Devido à alta pressão, a área de exaustão desse tipo de turbina é bem menor do que nas turbinas de condensação, conforme Morais (2007).



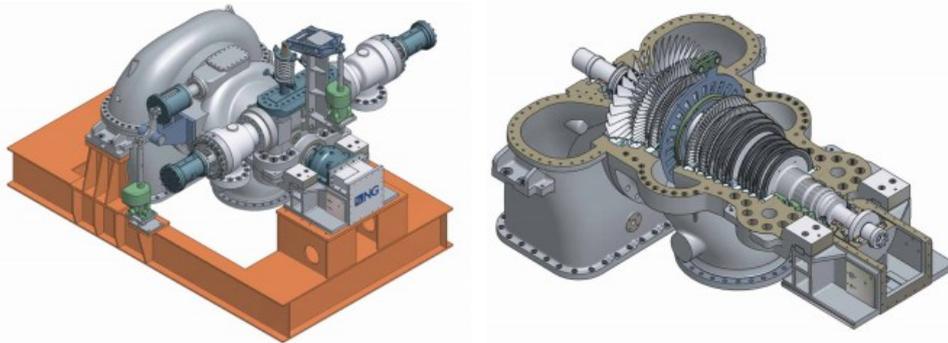
**Figura 2.11 – Turbina de contra-pressão comercial (NG Metalúrgica).**

Nas últimas décadas esse tipo de turbina tornou-se o mais difundido, por apresentar maturidade do ponto de vista comercial e industrial. Conforme Flausinio (2015), a desvantagem consiste na pouca flexibilidade em relação à variação de carga, de modo que a potência elétrica passível de geração fica condicionada ao consumo de vapor nos processos.

- Ciclo a vapor com turbinas de condensação e extração (ANEEL, 2008)

Ocorre mediante a condensação total ou parcial do vapor ao final da realização de trabalho na(s) turbina(s) para atendimento ao processo produtivo (trabalho mecânico ou trocas térmicas). Na cogeração, parte da energia (pressão e calor incorporados ao vapor) a ser condensada é retirada em um ponto intermediário ao longo de seu fluxo no interior das

turbinas; as diferenças fundamentais em relação à tecnologia de contrapressão consistem na existência de condensadores na exaustão das turbinas e de níveis determinados de condensado para retorno e pré-aquecimento da água que alimentará a caldeira. A primeira característica proporciona maior flexibilidade da geração termelétrica (que deixa de ser condicionada ao consumo de vapor no processo) e a segunda proporciona aumento na eficiência global da geração de energia; portanto, tal configuração permite a obtenção de um maior montante de energia elétrica. A turbina de condensação descarrega o vapor para um condensador, resfriado a água ou a ar, no qual o vapor se condensa (se liquefaz) a uma pressão abaixo da pressão atmosférica. As turbinas de baixa pressão de plantas térmicas típicas (exclusivamente voltadas para a produção de energia elétrica) são turbinas do tipo condensação. Nesse tipo de turbina, ilustrado na Figura 2.12, o vapor é expandido e atinge baixas pressões, extraindo-se dele o máximo de energia possível antes de sua descarga para o condensador. A baixa pressão resulta em um volume considerável de vapor, o que impõe a necessidade de uma grande área de exaustão para minimizar as perdas de energia nesse processo [Morais (2007)].



**Figura 2.12 – Turbina de condensação/extração comercial (NG Metalúrgica)**

Um inconveniente deste sistema (considerada a funcionalidade de “extração” do vapor na turbina) traduz-se no custo de implantação/instalação, superior ao de um sistema simples de condensação sem extração [Flausinio (2015)].

Ainda conforme Morais (2007), o conceito de “extração” citado anteriormente também constitui-se como fator de classificação das turbinas a vapor, referindo-se à forma com a qual o vapor é removido ao se expandir e circular através dos estágios internos (se houver) de uma turbina. Em boa parte das plantas termelétricas de cogeração, uma ou mais parcelas do vapor gerado são extraídas em estágios intermediários existentes ao longo das turbinas (de contra-pressão ou de condensação), sendo entregues a determinados equipamentos (por exemplo, trocadores de calor para aquecimento da água de alimentação da caldeira) ou destinadas a outras aplicações de processo, em função das necessidades de pressão e vazão de vapor requeridas em cada caso. O vapor extraído no(s) estágio(s) inicial(ais), no sentido de seu fluxo ao longo da turbina, será disponibilizado com maior pressão e, no estágio final, com menor pressão. A extração do vapor em uma turbina pode ser realizada sem controle, de maneira simples e não automatizada/controlada, ou por meio de válvulas capazes de regular a pressão de extração, mantendo-a fixa em um nível compatível com as necessidades instantâneas do processo a ser atendido. Nesse caso, a turbina é classificada como de extração controlada ou automatizada.

Na Figura 2.13 apresenta-se, como exemplo básico, um ciclo de cogeração com uma turbina de contra-pressão, sem extração intermediária de vapor, em ciclo *topping*. A sigla “VRP” significa “válvula redutora de pressão” (que pode ser utilizada perante a eventual parada da planta de geração de energia elétrica) e o bloco “Desmi” indica a presença de uma unidade de

desmineralização, na qual se realiza o processo de extração de minerais, íons e metais pesados contidos na água de alimentação da caldeira, evitando-se o acúmulo de sais e a consequente corrosão nos componentes e equipamentos em contato com a água.

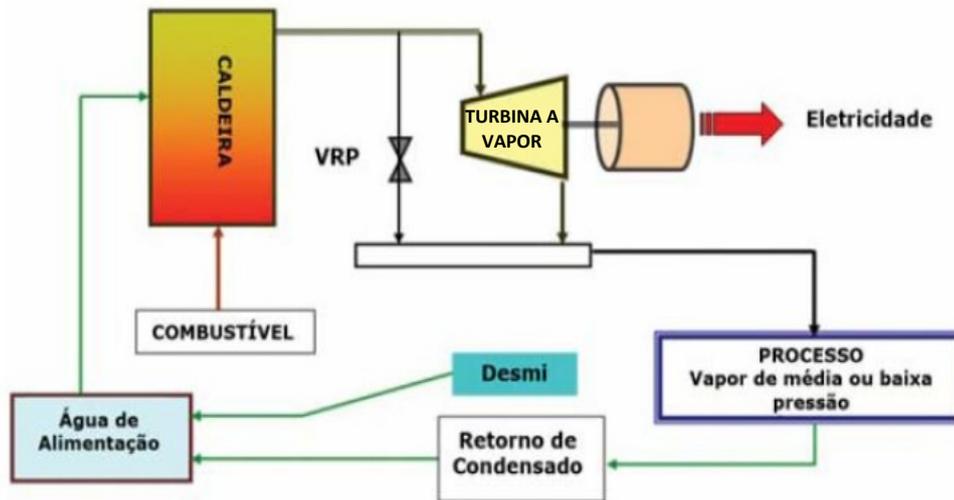


Figura 2.13 – Sistema de cogeração com turbina a vapor de contra-pressão (ciclo *topping*).  
[figura obtida em RothBart (2010) e adaptada/modificada pelo autor]

Na Figura 2.14 é exemplificado um ciclo básico de cogeração com uma turbina de condensação com uma extração intermediária de vapor (condensação/extração), em ciclo *topping*.

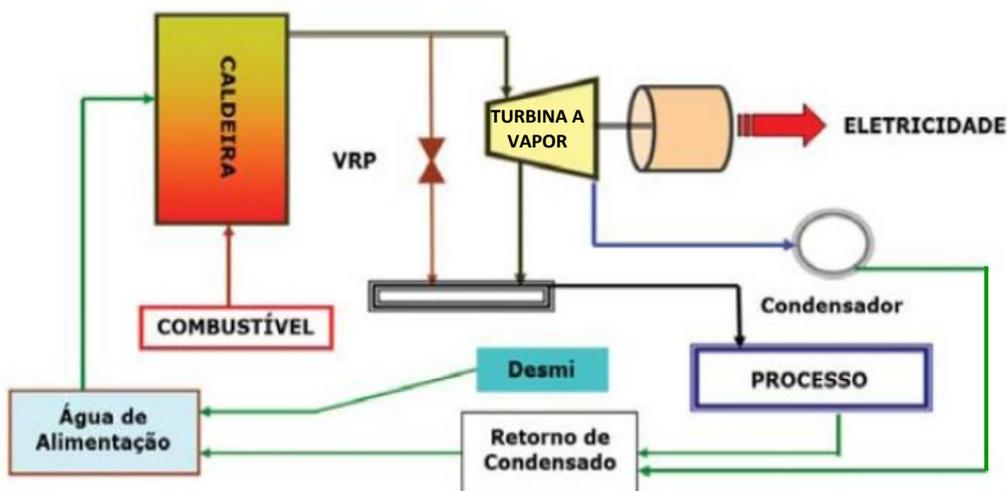


Figura 2.14 – Sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação/extração (ciclo *topping*).  
[figura obtida em RothBart (2010) e adaptada/modificada pelo autor]

De acordo com o exposto em Moraes (2013), as pressões de operação de turbinas a vapor têm se elevado consideravelmente. Comparativamente, na década de 1970 operava-se com pressões da ordem de  $30 \text{ kgf/cm}^2$  e, nos anos 2000, tornaram-se relativamente comuns pressões de operação de até  $120 \text{ kgf/cm}^2$ , o que propiciou um aumento de cerca de 30 % no ganho energético obtido na geração de energia elétrica. Atualmente o mercado disponibiliza uma ampla gama de turbinas a vapor, com potências nominais desde  $0,5 \text{ MW}^*$  a até  $160 \text{ MW}$  ( $180 \text{ MW}$  em alguns modelos especiais), para operação com vapor de até  $165 \text{ bar}/585^\circ\text{C}$ ,

vários níveis de pressão de extração e rotações que podem atingir até 13.600 rpm (nos modelos de maior potência), conforme informações obtidas em *sites* de fabricantes (TGM-WEG e SIEMENS).

**\*Nota:** No Brasil, segundo Neto et al(2) (2017, p. 236-238 e 242-244), a menor potência elétrica para a utilização de turbinas em ciclos a vapor equivale a 200 kW.

Quanto à vazão de vapor, o trabalho de Rodrigues (2009), baseado em informações colhidas junto aos fabricantes TGM-WEG e ENGEEROL, bem como o projeto apresentado em Ginja (2015), sinalizam que, geralmente, as turbinas são projetadas para operar satisfatoriamente com vazões de admissão na faixa entre 20 e 100 % da vazão nominal declarada. A indústria brasileira detém tecnologia para a produção de turbinas para operação com vazões mássicas nominais de vapor de até 700 toneladas/hora ( $\cong$  190 kgv/s).

De acordo com Mautone (2016), o mercado classifica as turbinas a vapor com base na ordem de grandeza da pressão e da temperatura do vapor à entrada, sendo usuais as seguintes classificações:

- turbina de baixa pressão – vapor a 22 bar e 320°C;
- turbina de média pressão – vapor a 45 bar e 450°C; e
- turbina de alta pressão – vapor na faixa de 62 a 140 bar e 480 a 540°C (tipo em expansão no mercado brasileiro de geração de energia).

O ganho energético obtido com o aumento de pressão e temperatura do vapor também é expresso no consumo específico de vapor (toneladas de vapor/MW) para a geração de energia elétrica. Além disso, conforme Tolmasquim (2016), os acionamentos de equipamentos de processo tais como as moendas e picadores que, em usinas antigas (e ainda atualmente), são acionados mecanicamente pela pressão do vapor em turbinas destinadas apenas à produção de energia mecânica, têm sido substituídos gradualmente por motores elétricos nas usinas sucroalcooleiras mais modernas, situação que reduz a demanda por vapor na planta e permite seu direcionamento prioritariamente para a geração elétrica.

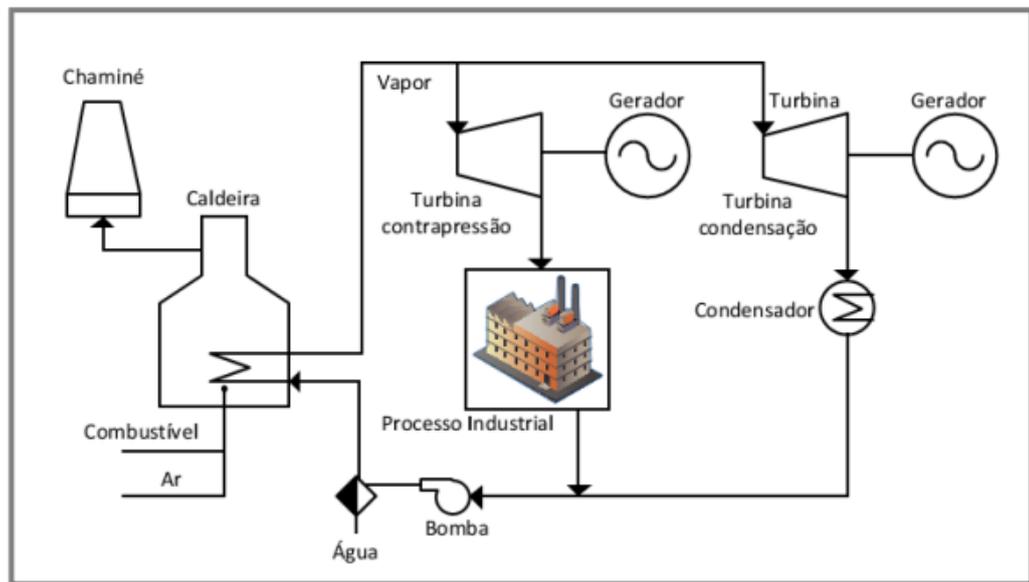
Portanto e em resumo, segundo Flausinio (2015), pode-se considerar que há dois grandes arranjos básicos de cogeração no setor sucroalcooleiro nacional: a) o primeiro emprega a turbina de contra-pressão (com ou sem extrações intermediárias de vapor) e, nesse caso, o condensador pode estar também presente ou ser substituído pelo próprio processo industrial; e b) o segundo, com o emprego da turbina de condensação/extração, no qual uma parte do vapor retorna à caldeira sob a forma de condensado e uma outra parte é utilizada em equipamentos e processos.

Em uma abordagem mais prática e direta, as informações apresentadas em Docsity (2012) indicam que:

- as turbinas de contra-pressão atendem a demandas de calor em temperaturas superiores a 100°C e são, geralmente, equipamentos de menor porte que uma as turbinas de condensação equivalentes; usualmente operam com maiores rotações e são instaladas em unidades de produção que requerem vapor em seus processos produtivos; quando os processos requerem vapor em diferentes níveis de pressão (média e baixa), utilizam-se turbinas de contra-pressão com extração controlada, em que, geralmente, o fluxo de extração de vapor em média pressão é relativamente alto quando comparado com o fluxo de vapor de escape final da turbina (baixa pressão) e a demanda de vapor de média pressão pode estar sujeita a flutuações consideráveis.

- as turbinas de condensação (puras, sem extração) são empregadas para a produção exclusiva de energia elétrica, e tendem a ser maiores que as de contra-pressão equivalentes; produzem mais energia elétrica que as de contra-pressão, considerada uma mesma vazão, pressão e temperatura do vapor em sua admissão; quando também se requer energia (do vapor) para processos produtivos, porém com magnitude bem menor que a utilizada para a geração de eletricidade, utilizam-se as turbinas de condensação/extração; de qualquer modo, a eficiência total é inferior, já que uma parte da energia do vapor se perde no condensador.

Porém, é importante ressaltar que ambas as tecnologias podem coexistir em uma mesma planta, conforme esquemático apresentado em Costa (2013) e reproduzido na Figura 2.15. Os pontos negativos desse tipo de aplicação são o elevado custo da planta e a maior complexidade de operação. Entretanto, já existe tecnologia disponível para a fabricação de turbinas que podem ser utilizadas tanto para condensação quanto para contra-pressão, dependendo das necessidades da planta



**Figura 2.15 – Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contra-pressão e condensação (ciclo topping).**

[obtida em Costa (2013)]

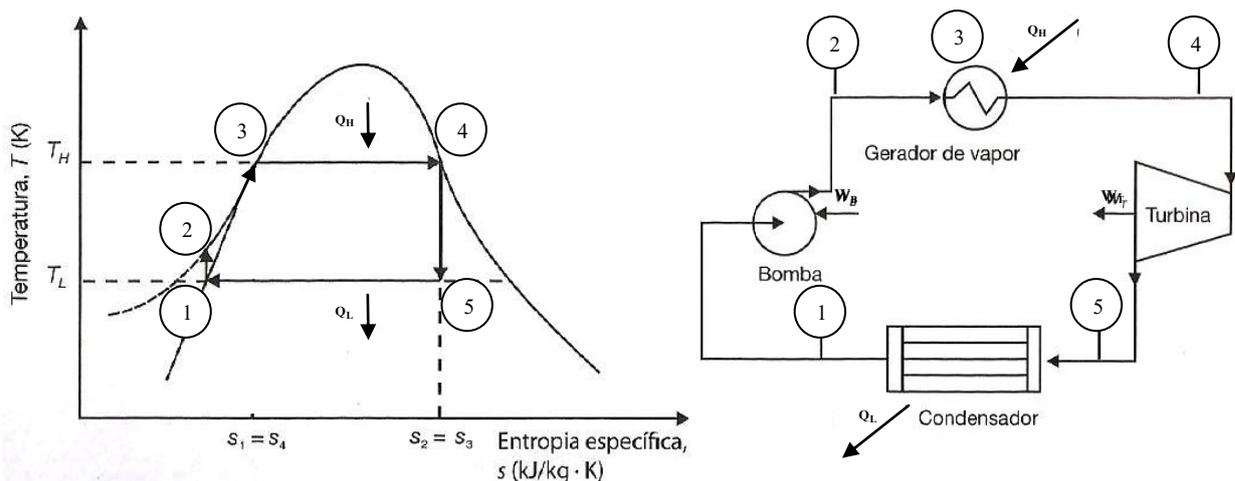
Apenas a título de informação adicional, existe ainda uma configuração de cogeração mais abrangente denominada “ciclo combinado” na qual, em uma primeira etapa, utiliza-se uma turbina a gás para a geração de calor e energia elétrica e, em uma etapa subsequente, aproveita-se o calor dos gases de exaustão (liberados pela turbina a gás) para gerar vapor em uma caldeira (denominada caldeira de recuperação), a partir da qual alimenta-se uma turbina a vapor para a geração de uma parcela adicional de energia elétrica. A abordagem do ciclo combinado não faz parte do escopo deste trabalho.

#### 2.4.8 Abordagem teórica básica - O ciclo de Rankine

Conforme já mencionado anteriormente, o processo de cogeração a combustão utiliza um ciclo de potência a vapor para gerar energia elétrica e também para o suprimento de outra forma de energia (geralmente calor) para processos produtivos ou outras aplicações. Para a compreensão e interpretação física dos fenômenos que ocorrem em uma central térmica a combustão para produção de vapor e geração de potência, utiliza-se um modelo termodinâmico denominado Ciclo de Rankine. O ciclo simples/básico, mostrado na Figura

2.16, é configurado em um diagrama T-s [Temperatura (K) x Entropia Específica (kJ/kg.K)], sendo composto por cinco processos sequenciais, a saber:

- processo 1-2: trabalho mecânico para bombeamento ( $\dot{W}_B$ ) de água para a caldeira, através de uma bomba hidráulica (ocorre com ligeira elevação de temperatura, e não envolve mudança na entropia); o estado ao final do bombeamento é o estado 2;
- processo 2-3: adição de calor à água (a partir da queima do combustível) sob pressão constante (processo isobárico), com seu aquecimento até a temperatura  $T_H=T_3$ , a partir da qual inicia-se sua vaporização;
- processo 3-4: transferência de calor ( $\dot{Q}_H$ ) para a água (a partir da queima do combustível), gerando-se vapor à pressão e temperatura constante ( $T_H$ ) no gerador de vapor;
- processo 4-5: expansão adiabática reversível do vapor injetado na turbina (ocorre sem que se ganhe ou se perca calor, e não envolve mudança na entropia), com geração de trabalho mecânico ( $\dot{W}_T$ );
- processo 5-1: transferência de calor ( $\dot{Q}_L$ ) do vapor que deixa a turbina para o ambiente, o que ocorre no condensador (a uma pressão e temperatura constantes), obtendo-se água e reiniciando-se o ciclo de volta ao processo 1-2.

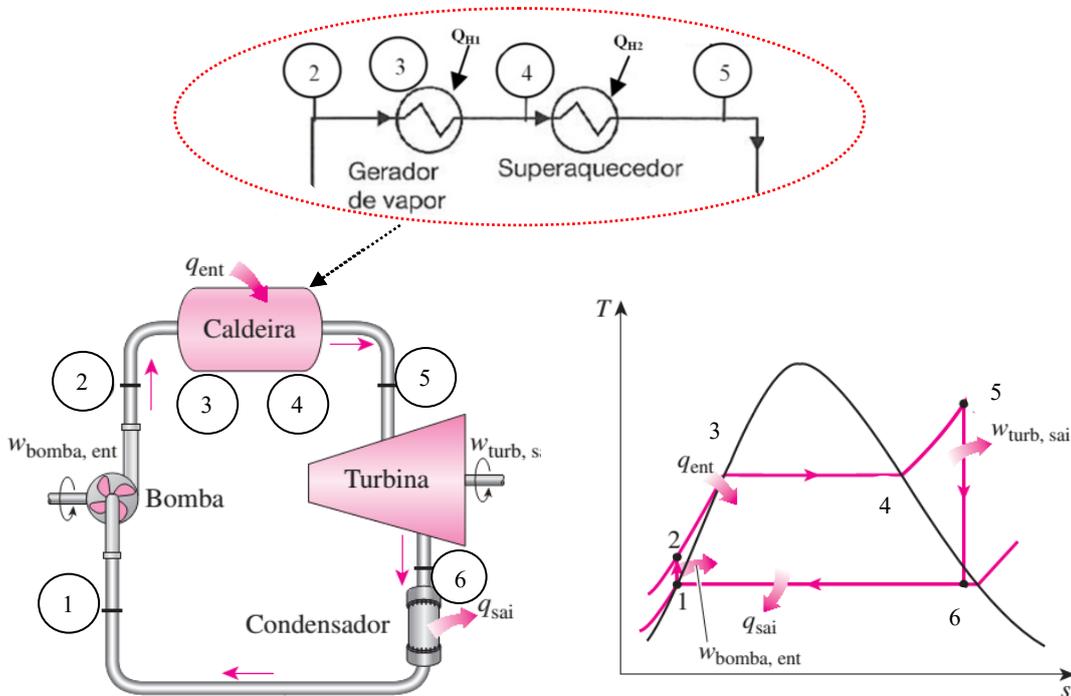


**Figura 2.16 – Ciclo de Rankine simples (ideal).**

[figura obtida em Neto et al(4) (2017, p. 35-37), e modificada/adaptada pelo autor]

No ciclo de Rankine simples, quando o vapor saturado é expandido na turbina, ocorre sua condensação parcial, produzindo-se uma mistura de líquido e vapor. Essa situação não é conveniente uma vez que, devido ao impacto de gotículas de água no interior da turbina, poderá haver a erosão e o desgaste severo de suas pás, com a conseqüente perda de sua eficiência [Sonntag et al (2016)]. Segundo Neto et al(4) (2017, p. 35-37) e também Moreira (2017), como regra geral, deve-se evitar um baixo título para o vapor, recomendando-se, por segurança, mantê-lo acima de 90 % (percentual de massa de vapor presente na mistura líquido-vapor). Como forma de contornar esse problema, o ciclo de Rankine é modificado, introduzindo-se o superaquecimento do vapor à saída da caldeira por meio de um superaquecedor, o que elimina sua umidade anteriormente incorporada. O superaquecedor é destinado a aumentar a temperatura do vapor saturado, tornando-o mais seco sem, no entanto, aumentar sua pressão. É constituído por tubos lisos/aletados resistentes a altas temperaturas, que são aquecidos pelos próprios gases de combustão da caldeira.

A Figura 2.17 ilustra o ciclo de Rankine com superaquecimento, indicando, no detalhe e apenas como artifício didático, a presença do superaquecedor (ressalta-se que, em um sistema real, o superaquecedor é parte integrante do gerador de vapor). Note-se que o calor fornecido ao vapor na caldeira (expresso por  $q_{ent}$  no esquemático e no diagrama  $T-s$ ) equivale à soma de  $\dot{Q}_{H1}$  e  $\dot{Q}_{H2}$  (expressos no detalhe da figura).



**Figura 2.17 – Ciclo Rankine com superaquecimento (utilizando turbina de condensação).**  
[figura obtida em Çengel et al (2013) e modificada/adaptada pelo autor]

Ressalta-se que, no ciclo de Rankine com reaquecimento, o processo 4-5 do ciclo simples é redefinido. Nesse processo, o vapor é superaquecido (promovendo-se a elevação de sua entropia) antes de sua injeção na turbina e, em decorrência disso, no ciclo modificado são introduzidos os processos 5-6 e 6-1, equivalentes aos processos 4-5 e 5-1 do ciclo simples.

Segundo Neto et al(4) (2017, p. 35-37) e também Sonntag et al (2016), aquecendo-se o fluido de trabalho (vapor) a temperaturas mais elevadas, obtém-se um rendimento térmico superior ao do ciclo desprovido de superaquecimento, sem o aumento da pressão de trabalho. Todavia, obviamente há limites para o superaquecimento, uma vez que a sobreelevação excessiva da temperatura pode ocasionar danos aos materiais construtivos do gerador de vapor, além de outros problemas operacionais.

O ciclo de Rankine com superaquecimento é o que ocorre nas usinas térmicas de cogeração a combustão que utilizam caldeiras aquatubulares, objetivando-se a disponibilização de um maior montante de energia no vapor gerado para atendimento às demandas térmicas dos processos e à produção de energia elétrica e/ou eletromecânica.

#### 2.4.9 Fator de utilização de energia (termelétrica convencional x cogeração)

De acordo com Rothbart (2010), as escolhas envolvidas na concepção de um processo de cogeração dependem de balanços de massa e de energia, objetivando-se o melhor rendimento energético em cada etapa. O rendimento energético do sistema engloba os rendimentos do combustível utilizado, do gerador de vapor, da turbina, do gerador de energia elétrica e

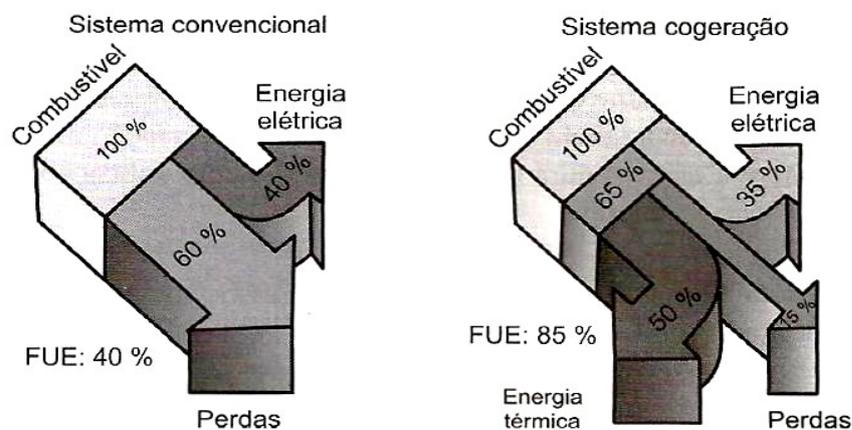
também a dissipação de calor para a atmosfera. Os rendimentos (da caldeira, turbina, gerador, etc) são calculados separadamente e, de forma geral, quanto maior for a “entalpia” do vapor enviado ao conjunto turbogerador (turbina + gerador), maior deverá ser o rendimento do conjunto. De acordo com Neto et al(3) (2017, p. 256-274), em sistemas de cogeração utiliza-se uma máquina principal que converte a energia química de um combustível inicialmente em energia mecânica ou térmica (neste trabalho, considera-se que tal máquina seja uma caldeira a vapor operando no ciclo Rankine, cujas bases teóricas gerais foram abordadas no subitem 2.4.7). Porém, por se tratar de cogeração, parte da energia que seria rejeitada pelo sistema (rejeito térmico ou calor perdido) pode ser recuperada para reaproveitamento, o que eleva o Fator de Utilização de Energia (FUE) do ciclo. O FUE pode ser entendido como a fração de aproveitamento efetivo da energia disponibilizada por um combustível (ou a relação entre a soma das energias térmica e eletromecânica aproveitadas e a energia gasta para a geração de vapor), sendo expresso, conforme Neto et al(3) (2017, p. 256-274), por:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{PCI \cdot \dot{m}_{COMBUSTÍVEL}} \quad (2.1)$$

Em plantas de cogeração busca-se, como objetivo principal, o atingimento de um aproveitamento energético que se aproxime, ao máximo possível, do ideal (FUE=1). De maneira geral, segundo Neto et al(3) (2017, p. 256-274), o FUE pode chegar ao limite de até 0,85 em sistemas de cogeração bem conceituados, dimensionados e operados (desde que a energia térmica contida no vapor à saída da(s) turbinas possa ser efetivamente aproveitada ao longo dos processos). Esse limite teórico significa um aproveitamento de até 85 % da energia disponibilizada pelo combustível primário.

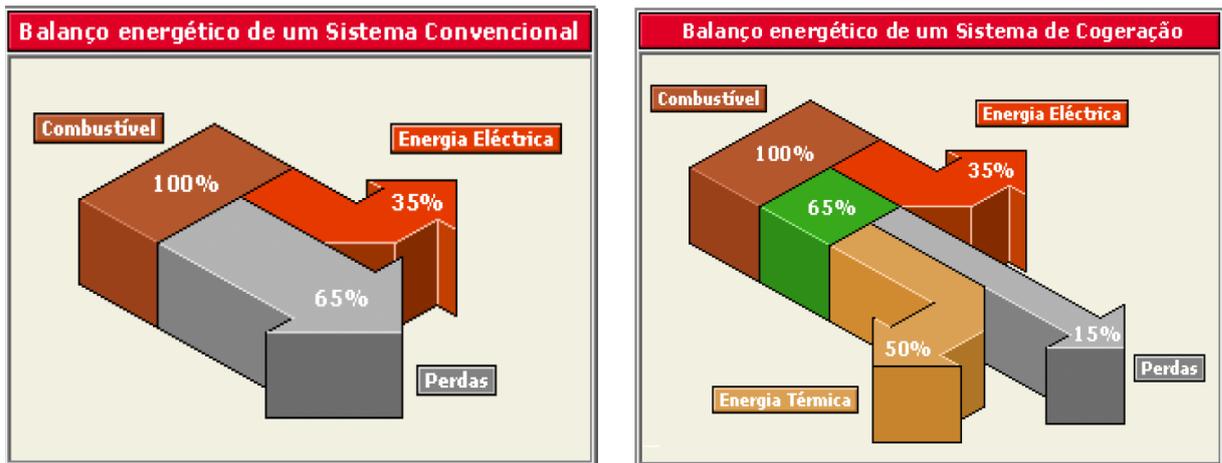
Comparativamente, em uma usina termelétrica convencional (destinada apenas à produção de energia elétrica e sem o aproveitamento da energia térmica residual disponível), o FUE médio é geralmente da ordem 40 %. Isso significa que, na cogeração, pode-se produzir cerca do dobro da energia útil do que em uma termelétrica de porte equivalente com a mesma quantidade de combustível queimado. Em outras palavras, torna-se possível reduzir pela metade a emissão de CO<sub>2</sub> por unidade de energia gerada para se atingir a mesma finalidade.

Na Figura 2.18 apresentam-se gráficos que ilustram a distribuição média da energia em um sistema convencional e na cogeração.



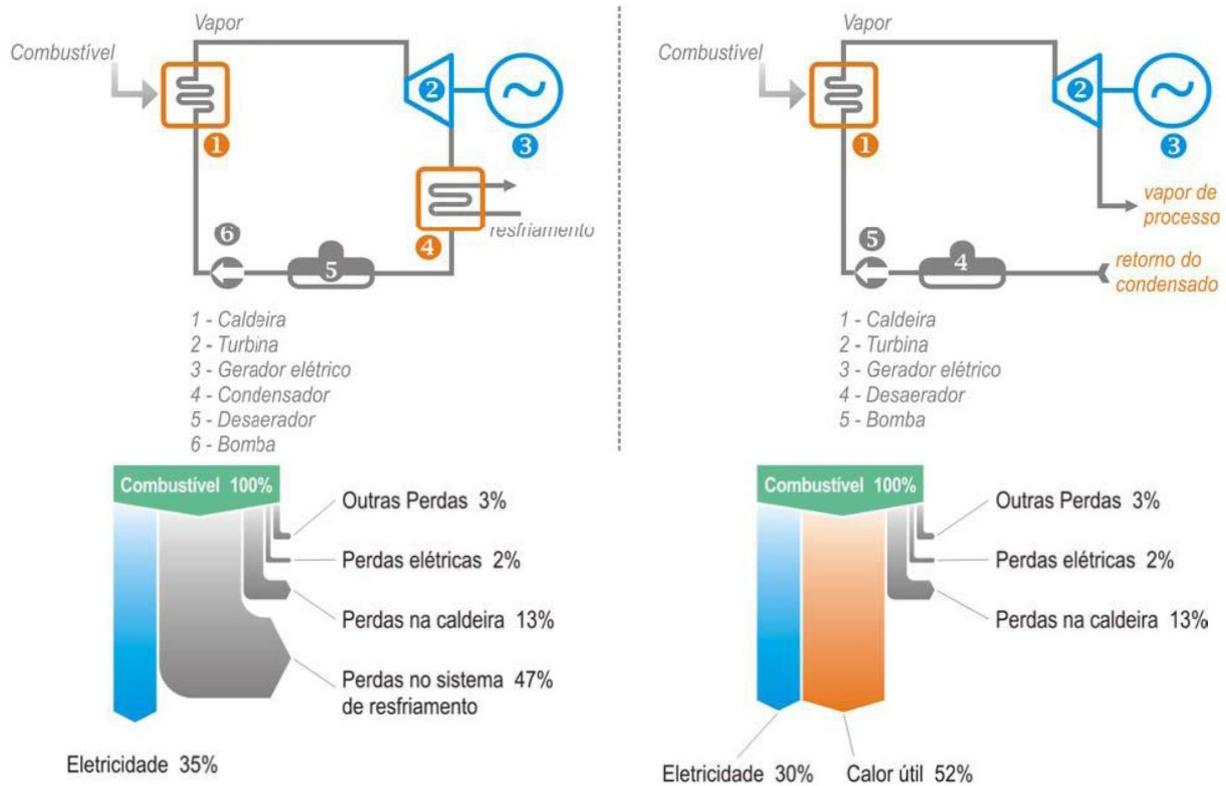
**Figura 2.18 – FUE típico em uma termelétrica e em uma planta de cogeração.**  
(figura obtida em Neto et al(3) (2017, p. 256-274)]

Corroborando com as informações anteriormente citadas, o trabalho apresentado em USP (2013) cita que a base conceitual tecnológica para a produção de energia elétrica via centrais termelétricas e via centrais de cogeração é basicamente a mesma: ambas objetivam a geração de energia elétrica a partir de energia térmica proveniente da queima de um combustível. Todavia, na cogeração, mais etapas são inseridas à linha produtiva visando ao reaproveitamento do calor gerado. Em USP (2013) apresentam-se os gráficos da Figura 2.19, bastante similares aos da Figura 2.18, indicando praticamente os mesmos percentuais de distribuição energética.



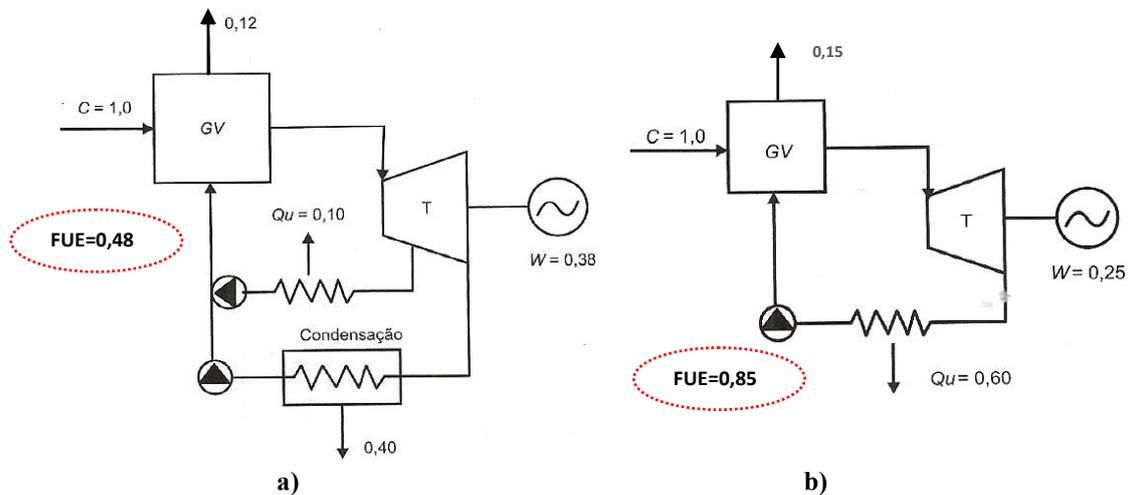
**Figura 2.19 – Distribuição típica da energia em uma termelétrica e em uma planta de cogeração.**  
(figura obtida em USP (2013))

Na mesma linha de abordagem, Barja (2006) apresenta um balanço energético típico de uma planta de geração de energia elétrica pura (central termelétrica) em ciclo a vapor e de uma planta semelhante, com sistema de cogeração agregado, conforme ilustrado na figura a seguir (note-se que, nesse caso, as informações vão um pouco mais além, estratificando-se alguns percentuais típicos de perdas que ocorrem em ambos os sistemas).



**Figura 2.20 – Balanço térmico típico de uma termelétrica e de uma planta de cogeração.**  
 [fonte: Barja (2006)]

A Figura 2.21 apresenta exemplos hipotéticos (porém, compatíveis com alguns sistemas reais) da distribuição da energia com base em esquemáticos de cogeração operando com turbinas a vapor do tipo condensação e do tipo contra-pressão. Para simplificação, a energia de entrada  $C$  (proveniente do combustível queimado, com base em seu PCI) é considerada adimensional e equivalente à unidade. As energias envolvidas sob as formas de calor e trabalho mecânico são representadas por  $Qu$  e  $W$ , respectivamente. Também são mostrados o calor cedido ao ambiente no condensador (para o caso da turbina de condensação), as perdas no gerador de vapor (GV) e o FUE correspondente a cada caso.



**Figura 2.21 a) – Cogeração com turbina a vapor de condensação/extração.**  
**Figura 2.21 b) – Cogeração com turbina a vapor de contra-pressão.**  
 [obtidas em Neto et al(3) (2017, p. 256-274) e adaptadas pelo autor]

De acordo com Fiomari (2004), além do FUE, outros índices de desempenho são aplicáveis aos sistemas de cogeração, quais sejam:

- IPE – Índice de Poupança de Energia

Define a economia de energia obtida na cogeração em comparação com plantas convencionais que produzem separadamente a energia elétrica e a energia térmica. Um IPE inferior a 1 indica que a planta de cogeração economiza energia (combustível) em comparação às plantas convencionais.

$$IPE = \frac{\dot{m}_{BAGAÇO} \cdot PCI_{BAGAÇO}}{\frac{\dot{W}_{TOTAL}}{\eta_{TERM-REF}} + \frac{\dot{Q}_{UTIL}}{\eta_{CALD-REF}}} \quad (2.2)$$

Quanto menor for o IPE, melhor será o desempenho da planta de cogeração tendo como referência as eficiências ( $\eta$ ) adotadas no denominador da expressão. São usuais os valores referenciais de 0,4 para  $\eta_{TERM-REF}$  (eficiência de uma planta termoeletrica convencional) e de 0,77 ou 0,78 para  $\eta_{CALD-REF}$  (eficiência térmica de uma caldeira).

- EEC – Energia a Economizar devido à Cogeração

Decorre do IPE, e determina a energia a economizar optando-se pelo sistema de cogeração em comparação a plantas convencionais.

$$EEC = 1 - IPE \quad (2.3)$$

Note-se que, para um IPE superior a 1 (significando resultados piores do que para as plantas convencionais de referência), a EEC resultará em valor negativo.

- IGP – Índice de Geração de Potência

Parâmetro que calcula separadamente a eficiência na geração de potência descontando-se, no insumo energético, a energia utilizada puramente para fins de aquecimento.

$$IGP = \frac{\dot{W}_{TOTAL}}{\dot{m}_{BAGAÇO} \cdot PCI_{BAGAÇO} - \frac{\dot{Q}_{UTIL}}{\eta_{CALD}}} \quad (2.4)$$

Esse parâmetro busca mensurar o grau de eficiência de uma planta de cogeração apenas no que se refere à geração de potência eletromecânica. Sob essa ótica (foco na geração de potência), quanto maior for o IGP, melhor. Nesse caso o parâmetro  $\eta_{CALD}$  refere-se à eficiência térmica da caldeira adotada na planta em questão.

- RPC – Relação Potência e Calor

Relação entre a potência total produzida e a energia térmica usada nos processos.

$$RPC = \frac{\dot{W}_{TOTAL}}{\dot{Q}_{UTIL}} \quad (2.5)$$

Esse índice estabelece a relação de proporcionalidade entre os montantes da potência eletromecânica produzida pela planta de cogeração e a energia térmica entregue aos processos.

Segundo Fiomari (2004), a partir do cálculo do FUE e dos demais índices de desempenho, torna-se possível comparar e identificar vantagens e desvantagens de um sistema de cogeração em relação a outro.

## **2.5 Trigeração**

### **2.5.1 O conceito de trigeração**

De acordo com o *International Institute of Refrigeration* [IIR (2017)], a trigeração amplia o conceito de *cogeração*, integrando a produção simultânea de energia elétrica (e/ou mecânica), de energia térmica para aquecimento (calor) e, adicionalmente, de energia térmica para resfriamento (frio).

A trigeração (ou *CHCP - Combined Heat, Cooling and Power*) pode ser conceituada como um processo estendido de cogeração, cujo objetivo é a obtenção simultânea de eletricidade (através da energia mecânica), de calor e de frio a partir do mesmo combustível primário, com o reaproveitamento da energia que seria eventualmente desperdiçada e com a conseqüente elevação do rendimento global.

Na Figura 2.22 apresenta-se um esquemático que ilustra uma possível configuração básica de um sistema genérico de trigeração envolvendo a geração de energia elétrica, o aproveitamento de calor para processos e a produção de frio por absorção, para condicionamento de ar (esse último subsistema será abordado ao longo dos subitens seguintes). Na figura não é mostrado o circuito de recirculação de água para extração do calor no condensador e no absorvedor do *chiller* de absorção, também presente em sistemas comerciais. De qualquer modo, ressalta-se que um sistema de cogeração/trigeração pode ser conceituado e configurado de várias formas distintas.

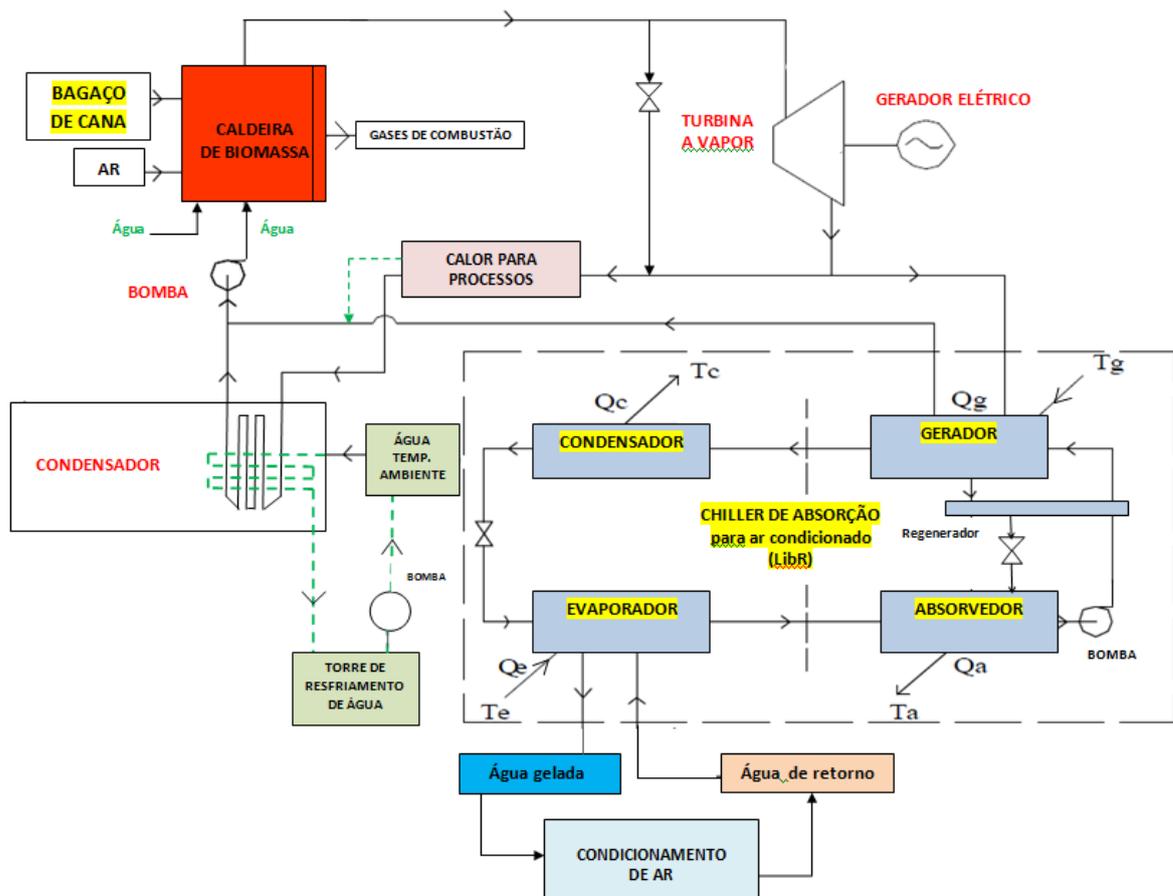


Figura 2.22 – Possível sistema de trieração genérico/básico.  
(elaborada pelo autor)

Silva (2017) afirma que, ao contrário dos sistemas convencionais, nos quais cada demanda energética é atendida separadamente por componentes específicos, a trieração faz uso de um processo energético em que o calor rejeitado na produção de eletricidade é utilizado para satisfazer, parcial ou totalmente, uma demanda de aquecimento ou de refrigeração.

Em um conceito mais amplo e abrangente, a trieração refere-se a um conjunto de tecnologias integradas, incluindo unidade motora (turbina, motor alternativo, microturbina, células de combustível), gerador elétrico, bombas de calor, tecnologias termicamente ativadas (que transformam energia térmica em aquecimento, refrigeração, controle de umidade, e potência mecânica de eixo / potência elétrica), tecnologias de recuperação de calor, podendo ser implementadas em diferentes configurações para atender a distintas necessidades [Silva (2017)].

Com a trieração atendem-se às demandas a partir de uma única fonte de energia primária, com economia de energia e de recursos financeiros. Silva (2017) afirma que os sistemas de trieração apresentam potencial para obtenção de uma maior eficiência térmica se comparada à produção de eletricidade, aquecimento e refrigeração separadamente e que, portanto, consome-se menos combustível para as mesmas finalidades, reduzindo-se as emissões de gases de efeito estufa e os custos operacionais.

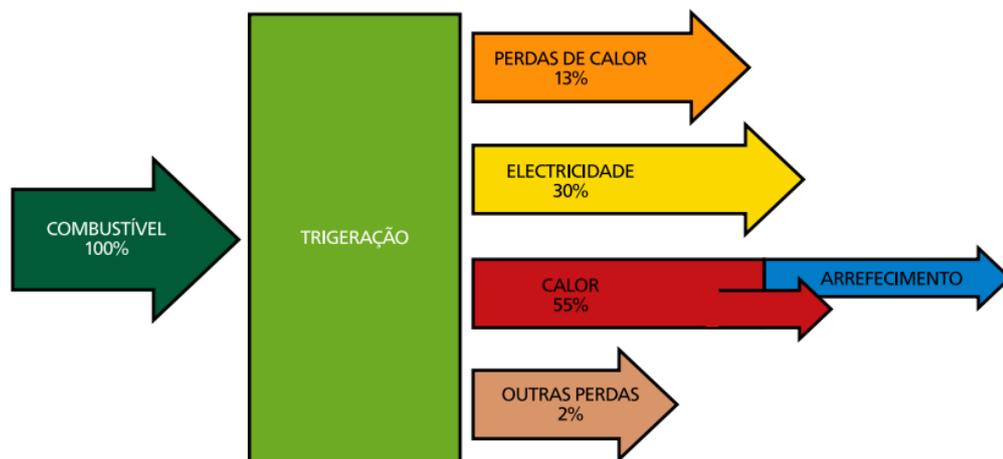
De acordo com Cho et al (2014), um sistema de trieração requer, tipicamente, apenas 25 % da energia primária que os sistemas convencionais utilizam. Segundo Wang et al (2011), o desempenho dos sistemas está relacionado à sua configuração e ao modo de operação, fatores que determinam sua eficiência energética e ambiental.

Salienta-se que todos os conceitos, tecnologias e configurações abordadas para a cogeração ao longo dos subitens 2.4.5 a 2.4.7 deste trabalho aplicam-se integralmente às bases gerais dos sistemas de trigeração e que, portanto, nos subitens seguintes serão apresentados apenas os aspectos mais específicos associados a esse tema.

### 2.5.2 Fator de utilização de energia e perdas típicas (trigeração)

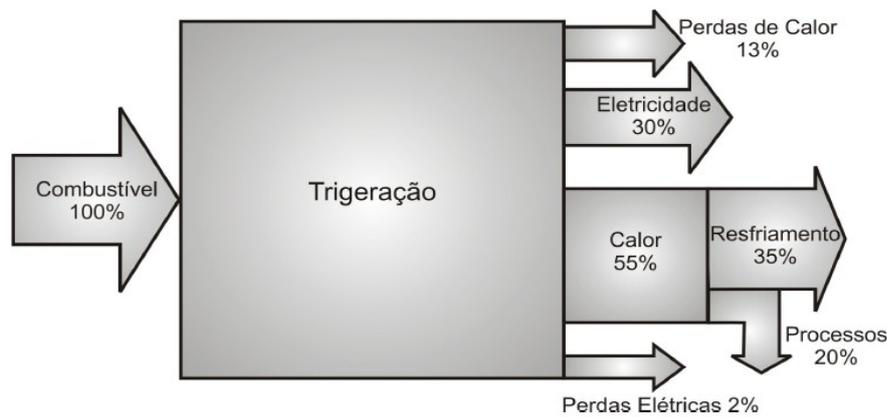
Conforme já mencionado anteriormente, por se tratar de uma solução que promove a produção simultânea de energia elétrica, calor e frio a partir de um único combustível primário, a trigeração corresponde a um processo estendido de cogeração. Parte do calor gerado, desde que disponível, pode então ser aproveitado/recuperado para se obter frio, o que amplia o patamar de aproveitamento energético e, portanto, melhora o Fator de Utilização de Energia (FUE) do ciclo, já definido no subitem 2.4.8 deste trabalho.

Segundo a COGEN-Portugal, em seu manual de apoio ao cogrador citado no trabalho de Santos (2010), uma distribuição possível da energia em um sistema de trigeração pode ser configurada conforme mostrado na Figura 2.23. A parcela citada como “arrefecimento” refere-se à produção de frio.



**Figura 2.23 – Distribuição típica da energia em uma planta de cogeração.**  
[fonte: COGEN-Portugal - figura obtida em Santos (2010)]

A Figura 2.24, obtida em Paulique (20??), também apresenta um diagrama contendo os fluxos percentuais médios em um outro possível sistema de trigeração, com o aproveitamento do calor majoritariamente para a produção de frio.



**Figura 2.24 – Fluxos de energia possíveis em um sistema de trigeriação.**  
[fonte: Paulique (20??)]

Obviamente, dependendo das demandas de energia elétrica, de calor (aquecimento) para processos industriais e das necessidades específicas de produção de frio, a distribuição dos fluxos de energia sofrerá variações.

Ressalta-se, também, que os demais índices de desempenho abordados ao final do subitem 2.4.8 deste trabalho são integralmente aplicáveis a sistemas de trigeriação.

### 2.5.3 Aplicações da trigeriação

Segundo IIR (2017), a trigeriação é aplicável nas situações em que, em conjunto com a produção de energia elétrica e energia térmica (calor para processos), torna-se necessária a produção de frio (refrigeração em processos industriais e/ou condicionamento de ar em edificações, por exemplo). Nesses casos, eleva-se a eficiência no aproveitamento energético pois parte do calor que seria descartado pode ser utilizado para funcionalidades adicionais.

Estudos realizados por Davies et al (2016), Cardona et al (2008), Buonomano et al (2014), Sugiarta et al (2009) e Lin et al (2007), todos eles citados em IIR (2017), apontam, respectivamente, aplicações da trigeriação em *data centers*, aeroportos, hospitais, supermercados e mesmo para uso doméstico.

Especificamente no que tange às aplicações para condicionamento de ar, a trigeriação contribui para a redução da emissão de gases de efeito estufa, em virtude da substituição dos *chillers* convencionais a compressão mecânica de vapor/gás, conforme abordagem realizada pelo *Institut de l'Énergie et de l'Environnement de la Francophonie*, citado em IIR (2017).

No que se refere à trigeriação utilizando-se a biomassa (e mais especificamente o bagaço de cana) como insumo energético primário, e considerada a localização das usinas (áreas rurais), as aplicações mais clássicas relacionam-se, naturalmente, a funcionalidades na própria planta industrial como, por exemplo, o condicionamento de ar em áreas administrativas e de apoio à produção, e os sistemas de refrigeração para a conservação de alimentos e insumos diversos.

Na maioria dos casos, as tecnologias utilizadas para a conversão de calor em frio correlacionam-se ao sistemas de sorção (fenômeno fisicoquímico decorrente da interação de substâncias no interior ou na superfície de outras). Segundo Araújo (2009), tais ciclos de refrigeração utilizam energia térmica (diferentemente dos sistemas de compressão de vapor, operados por um conjunto motor elétrico/compressor), empregando-se uma e a fonte de calor para o acionamento do ciclo. A energia elétrica é utilizada apenas para acionamento de dispositivos secundários, tais como bombas para deslocamento do fluido refrigerante, ventiladores, etc.

No âmbito da sorção, destacam-se os sistemas de adsorção e de absorção, que apresentam baixo nível de ruído e são menos poluentes que os sistemas convencionais equivalentes dotados de compressores alimentados por energia elétrica. Em contrapartida, requerem um maior investimento inicial (custo de aquisição) e geralmente são menos eficientes. Todavia, há que se considerar que, na trigerção, há a disponibilidade “gratuita” da energia primária que opera tais sistemas, ou seja, do calor residual ofertado pela cogeração e que seria, naturalmente, descartado/desperdiçado.

A produção de frio por adsorção não se constitui como foco deste trabalho e não mais será abordada daqui por diante. Quanto aos sistemas por absorção, de acordo com as abordagens apresentadas em Araújo (2009), os princípios operativos básicos são descritos a seguir:

#### • Absorção

No ciclo de refrigeração por absorção, um gerador, um absorvedor, um regenerador e uma bomba de recirculação de uma solução absorvente desempenham as funções correspondentes às do compressor no sistema por compressão mecânica de vapor. Nesse ciclo estão também presentes um condensador, um evaporador e um dispositivo de expansão. O refrigerante proveniente do evaporador sob a forma de vapor é conduzido ao absorvedor, no qual é absorvido em um solvente líquido, relativamente não volátil na pressão do evaporador e a uma baixa temperatura. À medida em que ocorre a absorção, a concentração de fluido refrigerante no absorvedor se eleva, e a solução líquida é bombeada para o gerador (fonte de alta temperatura, que recebe calor externo). Ao receber calor, o fluido refrigerante evapora, separando-se da solução. O vapor do refrigerante é conduzido ao condensador e o solvente, com baixa concentração de refrigerante, retorna ao absorvedor. A partir do condensador, o fluido refrigerante sob a forma de vapor transfere calor para a vizinhança, tornando-se líquido a baixa pressão, e retornando ao evaporador, onde há a troca de calor com a vizinhança (o fluido absorve calor e cede frio, evaporando-se). O ciclo é, então, finalizado. Na fase de evaporação do fluido refrigerante, o líquido que cedeu calor a ele (e que foi, portanto, resfriado) pode ser utilizado para refrigeração e/ou condicionamento de ar.

A figura 2.25 apresenta o ciclo básico por absorção.

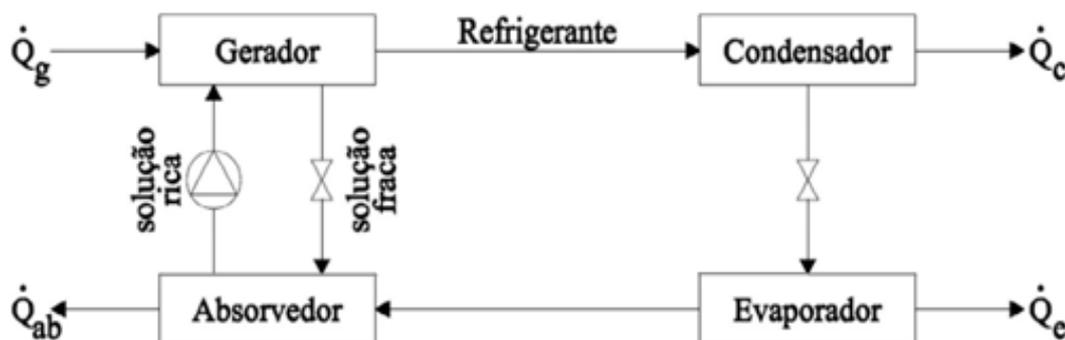


Figura 2.25 – Ciclo básico de refrigeração por absorção.

[fonte: Araújo (2009)]

Conforme Araújo (2009), a faixa de temperaturas da fonte quente e dos coeficientes de desempenho (COP) dos processos de adsorção (sem a inclusão da eficiência do sistema térmico da fonte quente) situam-se, respectivamente, entre 80°C e 190°C e entre 0,6 e 0,8 (para sistemas de simples efeito).

A produção de frio por absorção (um dos focos deste trabalho no âmbito da trigerção) será melhor detalhada no subitem 2.6, a seguir.

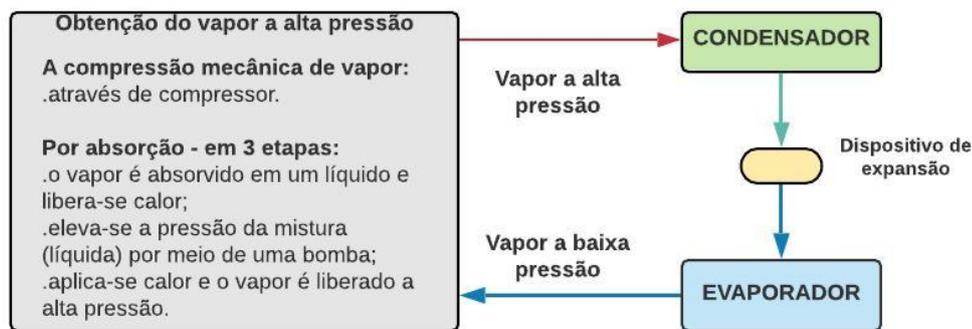
## 2.6 Abordagem pormenorizada da produção de frio por absorção

Segundo Stoecker (1985), os sistemas de produção de frio por absorção são baseados em ciclos operados a calor, de forma que um fluido secundário ou absorvente na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário ou refrigerante, na forma de vapor. Ciclos de refrigeração operados a calor são assim definidos porque a energia responsável por operar o ciclo é majoritariamente térmica. Tais sistemas apresentam-se como alternativa aos sistemas a compressão mecânica de vapor, que são compostos por compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, e são bem mais comuns em aplicações de refrigeração/ar condicionado nos dias atuais.

Em certos aspectos o sistema por absorção se assemelha ao sistema por compressão mecânica de vapor, já que ambos operam com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. A diferença entre eles reside na forma pela qual o vapor a baixa pressão é transformado em vapor a alta pressão (processo necessário para o ciclo de refrigeração). Nos sistemas a compressão, utiliza-se um compressor para realizar tal tarefa. Nos sistemas por absorção essa conversão é obtida basicamente em três etapas, a saber:

- 1ª etapa: um dispositivo absorvedor absorve vapor a baixa pressão (vindo do evaporador) em um líquido absorvente apropriado, formando-se uma solução;
- 2ª etapa: a pressão da solução resultante é elevada por meio de uma bomba hidráulica, que a bombeia do absorvedor para um dispositivo denominado gerador;
- 3ª etapa: no gerador, libera-se vapor do líquido a alta pressão por meio da adição de calor, obtendo-se o vapor a alta pressão, que será conduzido ao condensador.

A Figura 2.26 mostra as fases da transformação de vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em ambos os sistemas (compressão mecânica e absorção).



**Figura 2.26 - Fases de transformação do vapor a baixa pressão em vapor a alta pressão nos ciclos por Compressão Mecânica e por Absorção.**

[base: Stoecker (1985), adaptada pelo autor]

Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser classificados segundo os fluidos de trabalho empregados. As tecnologias mais comuns são:

- sistemas Amônia/Água ( $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ) - geralmente em aplicações para produção de frio a baixas temperaturas, abaixo de  $0^\circ\text{C}$ , como em sistemas de refrigeração industrial e comercial;
- sistemas Água/Brometo de Lítio ( $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$ ) - geralmente em aplicações para produção de frio a temperaturas positivas, acima de  $4^\circ\text{C}$ , como em sistemas de ar condicionado.

Existem ainda alguns sistemas que utilizam Amônia/Água/Hidrogênio, geralmente empregados em refrigeradores residenciais e veiculares. Esse ciclo não possui bomba de recirculação de solução, o que torna tais equipamentos extremamente silenciosos.

Na Figura 2.27 são apresentados esquemáticos do ciclo básico de produção de frio por absorção de simples efeito (denominação aplicada a sistemas com apenas um gerador) e seus componentes principais.

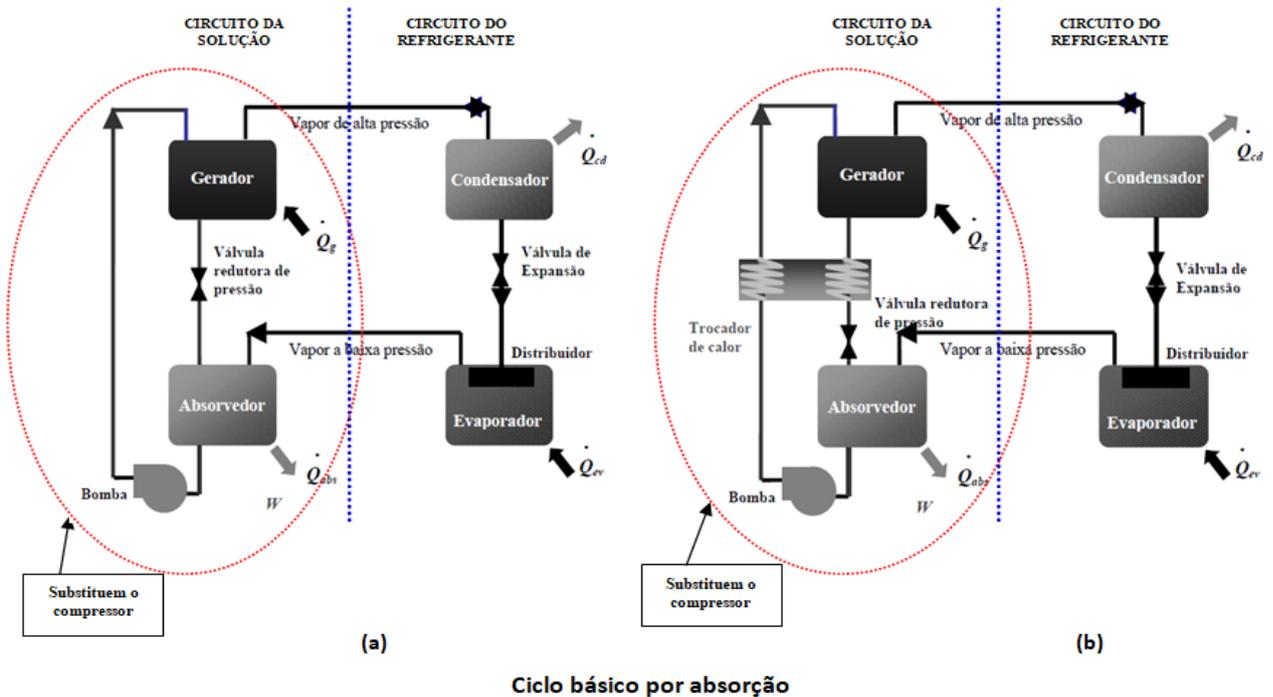


Figura 2.27 a) – Absorção por simples efeito (elementar).

Figura 2.27 b) – Absorção por simples efeito (com trocador de calor adicional ou *regenerador* no circuito Gerador-Absorvedor).

[obtido em Almeida (2006) e adaptado pelo autor]

Na Figura 2.27 a) tem-se o ciclo básico de simples efeito elementar e na Figura 2.27 b) apresenta-se o mesmo ciclo de simples efeito, porém, com a presença de um trocador de calor adicional denominado “Regenerador” no circuito “Gerador-Absorvedor”. Pode-se observar que em ambos os ciclos há dois circuitos: o da solução (à esquerda) e o do refrigerante (à direita).

Nos sistemas que operam com solução Água/Brometo de Lítio ( $H_2O + LiBr$ ), tipicamente aplicáveis à obtenção de frio para condicionamento de ar, a água atua como refrigerante e o brometo de lítio atua como absorvente.

Os componentes Gerador e Absorvedor (no ciclo elementar) e Gerador, Absorvedor e Trocador de Calor adicional (no ciclo mais implementado) substituem o compressor utilizado no ciclo por compressão mecânica de vapor (adotado nos sistemas de condicionamento de ar mais comumente encontrados na prática).

O ciclo básico de simples efeito pode ser descrito resumidamente conforme a sequência a seguir.

- No “gerador”, que recebeu uma solução bombeada, o calor ( $\dot{Q}_g$ ) de uma fonte externa a alta temperatura é inserido no ciclo, fazendo com que grande parte do refrigerante (à pressão mais alta) vaporize à temperatura de geração e se separe da solução. Após a separação, a

solução remanescente no “gerador” torna-se uma solução fraca ou pobre em refrigerante. Tal solução, a alta temperatura e alta pressão, passa por uma válvula redutora que reduz sua pressão ao nível da pressão de evaporação, e segue para o “absorvedor”. Prosseguindo no ciclo básico, o vapor do refrigerante que sai do “gerador” segue para o condensador, onde o calor de condensação ( $\dot{Q}_{cd}$ ) é removido por meio de água ou ar, fazendo com que o refrigerante retorne para a fase líquida à temperatura de condensação e ainda a uma pressão mais alta;

- O refrigerante líquido a alta pressão flui por uma válvula de expansão onde ocorre uma brusca queda de pressão associada ao início da evaporação. Esse fenômeno, conhecido como expansão, provoca a queda da temperatura do refrigerante, que segue então para o evaporador;
- No evaporador, o refrigerante líquido a uma baixa pressão e a uma baixa temperatura, retira calor ( $\dot{Q}_{ev}$ ) do meio que se deseja resfriar, retornando novamente para a fase de vapor à temperatura de evaporação;
- Ao deixar o evaporador, o vapor do refrigerante é admitido no “absorvedor”, onde a solução o absorve, tornando-se uma solução forte ou rica em refrigerante. Ressalta-se que o processo de absorção é exotérmico e para que ele não sofra interrupção, o calor de absorção ( $\dot{Q}_{abs}$ ) precisa ser removido do ciclo (através de troca de calor com ar ou água de arrefecimento) de forma a manter constante a temperatura de absorção;
- Uma bomba de recirculação de solução é responsável por elevar a pressão e retornar a solução rica para o “gerador”, garantindo assim a continuidade do ciclo.

Com a presença do regenerador [trocador de calor adicional, apresentado na Figura 2.27 b)], a solução fraca e aquecida que circula no sentido *gerador* → *absorvedor* pré-aquece a solução que circula no sentido *absorvedor* → *gerador* e, obviamente, esta última auxilia no resfriamento da primeira. Sendo assim, há um aumento da eficiência na operação do gerador e do absorvedor, com a conseqüente elevação da eficiência do sistema como um todo.

Vale destacar que o condensador e o gerador estão submetidos a uma mesma pressão (pressão de alta do sistema) e, por isso, em alguns equipamentos comerciais, tais componentes são abrigados em um mesmo vaso. Da mesma forma, o evaporador e o absorvedor estão submetidos à mesma pressão (pressão de baixa do sistema) e também podem situar-se em um mesmo vaso.

No que se refere às características necessárias para o absorvente e o refrigerante, dentre outras importantes, ressalta-se que ambos devem apresentar uma grande afinidade química, ser estáveis, seguros e não corrosivos, além do que a volatilidade do absorvente deve ser bastante baixa, para que o vapor do refrigerante que sai do gerador contenha muito pouco ou, preferencialmente, nenhum absorvente.

Um sistema de absorção também pode ser concebido para a configuração em duplo ou mesmo em triplo efeito, contendo dois ou três geradores, respectivamente (sistemas não detalhados neste trabalho). Em duplo efeito por exemplo, o refrigerante é separado do absorvente através de dois geradores que são operados a diferentes temperaturas. Isso significa que, além dos componentes básicos, o processo inclui um gerador e um condensador adicionais e a eficiência operacional (traduzida pelo COP) é significativamente aumentada, podendo atingir, segundo Araújo (2009), até 1,3 (em duplo efeito).

A vantagem do sistema de absorção em relação ao sistema de compressão de vapor convencional reside no fato de que muito pouca ou quase nenhuma energia elétrica é necessária para pressurizar o fluido refrigerante, o que resulta em um consumo da ordem de

5 % a, no máximo, 10 % da energia elétrica consumida em um sistema de compressão de vapor de igual capacidade. Há ainda outras vantagens, tais como:

- a possibilidade de se variar a fonte térmica externa - por exemplo: água quente, vapor (baixa pressão e alta pressão), gases de combustão (aproveitamento de rejeitos de calor de processos e sistemas industriais), queima direta (biomassa, biodiesel, gás natural, biogás, óleo combustível) e também através da energia heliotérmica (solar);
- baixo nível de ruído (tornando tal tipo de sistema aplicável para o condicionamento de ar em locais onde se requeira uma operação bastante silenciosa – por exemplo: estúdios de gravação dotados de microfones muito sensíveis, teatros, bibliotecas, salas de estudo e pesquisa, dentre outros); e
- inexistência de restrição de porte, podendo variar desde pequenas a grandes instalações.

As desvantagens são a necessidade da existência de uma fonte térmica externa constante e o custo de aquisição, significativamente superior ao de um sistema a compressão mecânica de porte equivalente. Por essas razões, os sistemas de condicionamento de ar por absorção são pouco utilizados no segmento comercial e são praticamente inexistentes no segmento residencial. A Figura 2.28 mostra alguns tipos de *chillers* de absorção que operam com Brometo de Lítio (LiBr) como absorvente, sendo apropriados para as aplicações de condicionamento de ar. Cada um deles utiliza um tipo de fonte de calor para aquecimento no gerador.



**Figura 2.28 – Chillers por Absorção para condicionamento de ar.**  
(figura obtida na internet e textos inseridos pelo autor)

## **2.7 Estudos e pesquisas relacionados à trigeriação a partir dos anos 2000**

O número de estudos, trabalhos independentes e artigos técnico-científicos sobre trigeriação tem crescido enormemente nos últimos anos. As referências descritas no Quadro 2.4, listadas em ordem cronológica, foram selecionadas por conterem abordagens semelhantes às pretendidas no presente trabalho (ressaltando aspectos operacionais e energéticos). Buscou-se, dessa forma, agregar conceitos e um maior embasamento para o desenvolvimento dos conteúdos e análises apresentados nos Capítulos 3 e 4 deste trabalho.

**Quadro 2.4 – Alguns trabalhos sobre trigerção (CHCP) fora do Brasil entre os anos 2002 e 2016.**

<b>Autores/Fonte bibliográfica</b>	<b>Situação avaliada/ Métodos utilizados</b>	<b>Observações/ Comentários</b>	<b>Principais resultados</b>
<b>Maidment et al (2002)</b>	Demandas energéticas de um supermercado, investigando-se o comportamento de 5 diferentes sistemas de trigerção comparados com um sistema convencional utilizado nas mesmas condições.	Os critérios comparativos de análise foram os custos energéticos, os custos de capital e a utilização de energia primária.	A CHCP resultou em maior economia de energia primária no curto e médio prazos quando comparada aos sistemas convencionais.
<b>Cardona et al (2003)</b>	Estudo de caso apresentando critério inovador para a operação de plantas de CHCP e definição de correlações que auxiliam no dimensionamento dos equipamentos para um sistema.	Foram utilizados dados de demandas de diversos hotéis localizados no continente europeu.	Resultados positivos e significantes no que se refere à economia anual de energia e à redução das emissões de CO <sub>2</sub> após a utilização do método proposto.
<b>Cardona et al (2007)</b>	Avaliação da aplicação de sistemas CHCP no setor de edificações, no qual, segundo os autores, o perfil de demandas (calor e frio) é bastante irregular.	Apresentação de método para otimização de projetos e método integrado de otimização de projetos e operação. Estudo de caso em hospital com 300 leitos na região mediterrânea. A topologia projetada foi comparada com outras desenvolvidas por outros métodos da literatura.	Os resultados foram descritos como competitivos e confiáveis para a situação, indicando que a CHCP pode ser atrativa para o setor hospitalar.
<b>Tassou et al (2007)</b>	Estudo de viabilidade da aplicação de sistemas de trigerção na indústria alimentícia e avaliação dos impactos econômicos e ambientais dessa tecnologia comparada com sistemas convencionais.	A viabilidade econômica do sistema estudado mostrou-se dependente dos custos do combustível primário (nesse caso, gás natural) e da eletricidade comercial.	Os autores concluíram que os benefícios ambientais dependem do COP do sistema de refrigeração por absorção.
<b>Piacentino et al (2008)</b>	Apresentação de novo método para projetar um sistema de trigerção de pequena escala.	Método aplicado em um estudo de caso de um hotel, em condições realistas de operação.	Foram quantificadas melhorias e vantagens técnico-econômicas com a utilização da CHCP.
<b>Arteconi et al (2009)</b>	Estudo da viabilidade da implantação de sistemas de trigerção em supermercados para a preservação de alimentos, refrigeração e condicionamento de ar.	Com o intuito de aumentar os benefícios, também foi estudada a aplicação de painéis fotovoltaicos integrados à trigerção.	Os resultados indicaram um período de retorno do investimento inferior a 5 anos.
<b>Bruno et al (2009)</b>	Proposição de configurações de CHCP com micro-turbinas a biogás e refrigeração por absorção, com análises de viabilidade técnico-econômica.	Os sistemas propostos foram analisados e comparados com soluções convencionais.	Segundo os autores, os resultados mostrando-se atrativos.
<b>Sugiatha et al (2009)</b>	Avaliação do desempenho energético, econômico e ambiental de um sistema de trigerção com micro-turbina a gás aplicado a um supermercado.	Afirmou-se que o período de retorno econômico é obviamente dependente do custo do combustível primário, do custo da eletricidade comercial, e do COP dos sistemas de refrigeração considerados.	Os resultados evidenciaram os benefícios desse tipo de sistema em comparação a um sistema convencional.
<b>Lai et al (2009)</b>	Estudo da capacidade de sistemas CHCP em se adaptarem às mudanças sazonais e diárias das demandas energéticas, considerando o retorno econômico.	Algumas modificações no sistema foram analisadas com o intuito de se aumentar sua viabilidade e flexibilidade.	Concluiu-se que o superdimensionamento do sistema é a melhor opção para garantir sua viabilidade. No entanto, para sistemas com variações periódicas diárias, pode-se usar armazenamento térmico.

Autores/Fonte bibliográfica	Situação avaliada/ Métodos utilizados	Observações/ Comentários	Principais resultados
Lai et al (2010)	Avaliação de projetos de sistemas CHCP sob as óticas operacional e econômica.	Foram estudados os impactos das tarifas da energia elétrica e da substituição do combustível primário para suprir a demanda térmica.	Demonstrou-se que, apesar da flexibilidade de um sistema de trigerção para atender às alterações nas demandas energéticas, o alto investimento necessário pode tornar tal sistema menos atrativo, o que, obviamente, dependerá das tarifas da energia elétrica comercial.
Mago et al (2010)	Modelamento de sistema de trigerção para um edifício comercial e exame de 3 diferentes estratégias de operação com base em 3 parâmetros de desempenho: consumo de energia primária, custos operacionais e emissões de CO <sub>2</sub> .	Tomou-se, como referência comparativa, o uso de tecnologias convencionais.	Para a situação estudada, os resultados mostraram que a CCHP incorre na redução média dos parâmetros em 12,1 %, 2,6 %, e 40,6 %, em média, consideradas todas as estratégias de operação.
Marques et al (2010)	Apresentação de uma expressão para a eficiência geral de conversão de energia para um sistema de trigerção típico.	Realizou-se uma análise baseada na 1ª Lei da Termodinâmica considerando a razão de conversão de energia e as razões entre as cargas de aquecimento e resfriamento, e eletricidade e resfriamento.	A análise apresentada mostrou-se satisfatória ao refletir a eficiência de conversão de energia para o caso estudado. De acordo com os autores, essa técnica pode ser empregada a qualquer sistema de trigerção.
Marimón et al (2011)	Estudo de um sistema de trigerção integrado a um sistema de refrigeração utilizado em um supermercado. comparando-o com um sistema de refrigeração convencional no que se refere à utilização de energia, aos custos operacionais e às emissões de CO <sub>2</sub> .	Tomou-se, como referência comparativa, o uso de um sistema de refrigeração convencional.	As simulações revelaram o retorno do investimento em um período inferior a 6 anos.
Wang et al (2011)	Comparações entre sistemas CHCP e convencional avaliando-se a economia de energia primária, a eficiência e a redução de emissões de CO <sub>2</sub> .	Análises mostraram que o desempenho energético do CHCP é mais sensível ao COP da refrigeração e à eficiência na geração elétrica.	Os resultados finais evidenciaram que o desempenho da CHCP depende somente das demandas energéticas.
Espírito Santo (2012)	Simulação que combina, em algoritmo único, ajustes de curvas com dados técnicos de equipamentos de CHCP, demandas energéticas e propriedades termodinâmicas.	O desempenho foi medido pelo Fator de Utilização de Energia (FUE) e pela economia de energia primária.	Em um estudo de caso, obteve-se um FUE variável entre 65 e 81 %, em função das condições de operação.
Suamir et al (2013)	Avaliação e comparação do desempenho energético de três sistemas de trigerção integrados a um sistema de refrigeração em um supermercado de médio porte.	-----	Simulações e resultados indicam ser possível reduzir em 30 % o consumo de energia em comparação aos sistemas convencionais
Zhou et al (2013)	Apresentação de dois modelos matemáticos para otimizar os projetos e a operação de sistemas de trigerção objetivando-se a redução dos custos totais (base anual).	O primeiro modelo considerou constantes as eficiências dos equipamentos e, o segundo, levou em conta as variações em tais eficiências em função das condições de operação.	Detectou-se pouca diferença (máximo de 5 %) no custo anual. Armazenamento térmico, exportação de energia para a rede e boas estratégias de operação podem contribuir para reduzir os impactos das eficiências constantes consideradas no modelo.

Autores/Fonte bibliográfica	Situação avaliada/ Métodos utilizados	Observações/ Comentários	Principais resultados
<b>Borg et al (2013)</b>	Estudo da influência de variações nas demandas térmica e elétrica e de diferentes configurações de um sistema de micro-trigeração em um edifício.	-----	Quando comparado a um sistema convencional, o sistema proposto, considerado como o de melhor desempenho, demonstrou significativa redução no consumo do combustível primário.
<b>Hojjat at al (2013)</b>	Estudo do desempenho energético de um sistema híbrido de trigeração, combinando absorção e compressão de vapor operando paralelamente.	-----	O sistema proposto apresentou um aumento de 37 % na eficiência da utilização de energia quando comparado a um sistema convencional.
<b>Wang et al (2014)</b>	Estudo de um sistema de trigeração no qual utiliza-se toda a energia elétrica gerada para a alimentação de um sistema de condicionamento de ar.	Foram avaliados aspectos relativos às influências da capacidade do sistema, o desempenho do HVAC, a eficiência da rede elétrica e os preços da energia	O sistema estudado mostrou-se mais adequado e viável em comparação a um sistema convencional independente, com período de retorno do investimento da ordem de 4 anos.
<b>Espirito Santo (2014)</b>	Análise de um sistema de trigeração através de simulações computacionais.	-----	Os resultados indicaram um FUE variável entre 58 e 77 %, dependendo das condições de operação.
<b>Farahnak et al (2015)</b>	Investigação da viabilidade da instalação de um sistema CHCP para atendimento às demandas energéticas de edificações de portes diversos.	O estudo incluiu o desenvolvimento de um algoritmo de otimização para que fosse rastreado o ponto ótimo de operação da unidade de geração de energia elétrica.	A comparação entre os desempenhos do CCHP e o de um sistema convencional revelou resultados positivos/satisfatórios para a trigeração tanto para edifícios de pequeno porte quanto para os de grande porte.
<b>Li et al (2016)</b>	Apresentação de método de cálculo da economia de energia considerando cálculos teóricos envolvendo a razão entre as demandas de aquecimento e energia elétrica, para se definir os perfis de usuários que obteriam melhores resultados com os sistemas CHCP.	Apresentou-se um estudo de caso para demonstrar uma aplicação de tal método.	Segundo os autores, os resultados foram satisfatórios.

As referências descritas no Quadro 2.5, listadas em ordem cronológica, indicam alguns trabalhos focados em cogeração/trigeração desenvolvidos no Brasil nos últimos anos explorando, inclusive, os sistemas de refrigeração/condicionamento de ar por absorção.

**Quadro 2.5 – Alguns trabalhos sobre sistemas de co/trigeração (CHCP) no Brasil nos últimos anos.**

Autores/Fonte bibliográfica	Situação avaliada/ Métodos utilizados	Observações/ Comentários	Principais resultados
<b>Paro (2011)</b>	Estudo que propõe uma metodologia de gestão continuada da eficiência energética em centrais brasileiras de cogeração a biomassa que operam com o ciclo Rankine.	O parâmetro adotado para cálculos e medição é o FUE (Fator de Utilização de Energia), avaliado sob a ótica da metodologia do ciclo de melhoria contínua da qualidade PDCA – [Planejar ( <i>Plan</i> ), Executar ( <i>Do</i> ), Checar ( <i>Check</i> ), Agir ( <i>Act</i> )].	Dentre os resultados apresentados no estudo, aponta-se que a aplicação da metodologia passo-a-passo proposta permite o cálculo do FUE de projeto e o FUE obtido por medições, para que possa realizar a comparação entre ambos e implementar medidas de melhoria.
<b>Carvalho (2015)</b>	Estudo em que se avalia a capacidade de produção de energia elétrica em usinas sucoalcooleiras empregando-se tecnologias para aumento do desempenho energético.	O estudo considera o emprego de bagaço e palha de cana no período de safra da cana-de-açúcar e de sorgo biomassa no período da entressafra. As análises foram focadas em configurações que reduzem o consumo de vapor nos processos, na substituição de turbo-acionamentos de baixa eficiência por motores elétricos e na melhoria dos ciclos térmicos (reaquecimento e regeneração).	Um dos principais resultados do estudo evidencia que, utilizando-se 50 % de palha e 50 % de bagaço para queima na caldeira, e adotando-se outras técnicas para o aumento do desempenho energético geral da planta, pode-se atingir um excedente de energia elétrica gerada cerca de 30 vezes superior ao excedente geralmente obtido quando se queima apenas o bagaço de cana em usinas convencionais.
<b>Flausinio (2015)</b>	Trabalho que quantifica e demonstra a capacidade de produção de energia elétrica a partir da massa de bagaço de cana residual, tomando como referência as tecnologias de geração termelétrica utilizadas pela indústria do setor sucoalcooleiro de Minas Gerais.	Avaliam-se as características operacionais do setor sucoalcooleiro, as tecnologias de cogeração usuais, os equipamentos adotados, os índices que correlacionam o insumo energético primário e as variáveis de processo com base na análise de dados e informações colhidos em 46 empreendimentos sucoalcooleiros do Estado de Minas Gerais implantados até 2010.	Os resultados são abrangentes e referem-se a vários aspectos associados às problemáticas (técnicas, operacionais e comerciais) que representam desafios enfrentados pelo setor sucoalcooleiro. Destacam-se constatações quanto à eficiência operacional relativamente baixa das usinas de cogeração mineiras, o que se justifica pelas características tecnológicas predominantes até 2010 (fundamentalmente a operação com vapor a baixas pressões e temperaturas).
<b>Mendonça (2017)</b>	Estudo de caso apresentando diversos aspectos envolvidos na aplicação de sistemas de refrigeração por absorção aplicados ao setor hoteleiro.	Além do sistema de refrigeração por absorção em si, foram avaliadas possibilidades de interação entre os diversos componentes de um sistema de cogeração / trigeração (para a geração de frio, eletricidade e água quente para banhos).	Para um hotel de médio porte demonstrou-se que, ao se adotar um sistema de cogeração / trigeração, é possível a obtenção de uma redução de até 25 % no consumo e nos gastos globais com energia.
<b>Anton (2017)</b>	Estudo que avalia e discute impactos ambientais de usinas de cogeração	Através do cruzamento das variáveis avaliadas, o estudo gerou a formulação	Os principais resultados do estudo revelaram que os efeitos ambientais adversos são minimizados com o aumento

Autores/Fonte bibliográfica	Situação avaliada/ Métodos utilizados	Observações/ Comentários	Principais resultados
	considerando-se diferentes pressões de operação da caldeira (20 a 100 bar), diferentes taxas de adição dessa biomassa ao bagaço (10 a 50 %) e diferentes teores de umidade da palha de cana adicionada (10 a 50 %).	de 125 cenários de análise.	da eficiência do ciclo termodinâmico da usina. Além disso, concluiu-se que o melhor cenário dentre os analisados refere-se ao que considera o uso de 50 % de palha na massa total de biomassa queimada, com 10 % de umidade, e produzindo-se vapor superaquecido a 100 bar.
Silva (2017)	Estudo que avalia e compara sistemas de trigeração de diferentes configurações sob a ótica das eficiências operacionais e das emissões de CO <sub>2</sub> .	Comparam-se 4 configurações distintas por meio de modelamentos matemáticos considerando as demandas energéticas (calor, frio e eletricidade), definindo-se seus pontos de operação considerados ótimos, em princípio.	Dentre outras conclusões importantes, o estudo revela que as eficiências operacionais dos sistemas de trigeração avaliados dependerão, primordialmente, das demandas energéticas a eles impostas. Além disso, afirma-se que os sistemas de trigeração podem operar em diferentes configurações mas que, de maneira geral, apresentarão melhores resultados que em sistemas convencionais que não aproveitam o calor rejeitado.

### 3. Metodologia

Este capítulo apresenta a definição, caracterização e operação geral de duas configurações de um mesmo sistema de cogeração de grande porte estendido à trigeriação, utilizando o bagaço de cana-de-açúcar como insumo energético primário. Ambas as configurações abordadas (moagem da cana com turbo-acionamentos a vapor e moagem da cana com motores elétricos) serão tomadas como base no Capítulo 4 para avaliações relativas aos pontos de operação, à quantificação de eficiências operacionais e índices de desempenho, e à determinação de correlações entre o consumo de energia primária e os montantes de energia obtidos.

#### 3.1 Definição e caracterização geral do sistema de cogeração a ser avaliado

Como base geral para as análises pretendidas neste trabalho, optou-se por abordar duas possíveis configurações para um sistema de cogeração/trigeriação hipotético, porém, típico e compatível com sistemas em operação em usinas sucroalcooleiras de médio/grande porte do parque industrial brasileiro (região sudeste). As configurações analisadas são:

- planta com equipamentos do setor de moagem da cana-de-açúcar acionados por turbo-acionamentos a vapor; e
- planta com equipamentos do setor de moagem da cana-de-açúcar acionados por motores elétricos.

As ordens de grandeza das variáveis operacionais (temperaturas, pressões e vazões) e os dados técnicos básicos de equipamentos de processo foram adaptados/sistematizados pelo autor tomando-se como referência uma planta de cogeração de uma indústria de produção de açúcar e etanol, cujo processo é abordado em Fiomari (2004), com características similares às apresentadas na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1 – Características da planta industrial (cogeração) avaliada.**  
[com base em Fiomari (2004) e adaptações/ajustes/recálculos realizados pelo autor]

Parâmetro	Caracterização	Observações
Período de safra	Fim de abril a início de dezembro	220 dias/ano
Horas trabalhadas (safra)	Até 4.620 horas/ano.	Até 21 horas/dia.
Capacidade instalada (moagem)	Até 8.400 toneladas de cana/dia.	---
Moagem média diária efetiva	Aproximadamente 7.232 toneladas de cana/dia.	Na configuração operativa em vigor/original.
Insumo energético primário	Biomassa/Bagaço de cana.	---
Tecnologia adotada para a produção de vapor	Combustão direta do bagaço de cana em caldeira.	---
Utilização do bagaço de cana	.11,5 % utilizados para queima em testes, ajustes, partidas e paradas da planta; .88,5 % utilizados para a produção de vapor útil (processos e geração de energia elétrica).	Percentuais relativos à massa total de bagaço gerada na moagem, excluindo eventuais sobras não aproveitadas na planta.
Autosuficiência em vapor	Acionamentos mecânicos e trocas de calor.	---
Consumo global de vapor na planta	172,2 toneladas de vapor por hora. (na configuração operativa em vigor)	As discriminações dos consumos encontram-se no subitem 3.2.2.
Equipamentos de processo	Típicos para o ramo de atividades em questão.	. <u>Moagem</u> : -Situação 1: turbo-acionamentos com vapor

Parâmetro	Caracterização	Observações
		superaquecido; -Situação 2: acionamentos com motores elétricos. -Trocas térmicas: com vapor saturado (seco ou com $x\% \geq 90\%$ ).
Autosuficiência em energia elétrica	Suprimento do consumo próprio + capacidade de venda de excedentes para a rede elétrica externa.	---
Demanda própria de energia elétrica	Demanda máxima: até 4,13 MW.  (considerada a moagem acionada por turbo-acionamentos a vapor, configuração original)	Para a moagem acionada por motores elétricos, a demanda própria teórica da planta seria da ordem de 9,64 MW (com base em indicadores máximos típicos para o setor sucroalcooleiro). Todavia, no Capítulo 4 deste trabalho definiu-se por cálculo, para o caso específico da planta em questão, o valor de 8,49 MW. Para detalhamento dessas informações, ver subitem 3.3.4.
Geração de energia elétrica	Por meio de conjunto turbina a vapor/redutor mecânico/gerador síncrono.	Ver subitens 3.3.3 e 3.3.4.
Turbina	A vapor, do tipo extrações/condensação, multiestágios, com extrações controladas.	Ver subitem 3.3.3.
Gerador de energia elétrica	Síncrono, mecanicamente acoplado à turbina por meio de redutor para adequação da rotação síncrona.	Ver subitem 3.3.4.
Caldeira	A biomassa, aquatubular.	Ver subitem 3.3.5.
Características básicas do vapor produzido	63 bar/490°C.	Premissa definida pelo autor por se tratarem de parâmetros médios usuais, largamente adotados nas usinas sucroalcooleiras nacionais dotadas de plantas de cogeração.

Além dos equipamentos cima citados, cada configuração abordada prevê a utilização de um condensador e de bombas hidráulicas centrífugas para bombeamento de água/condensado para retorno à caldeira.

Dois esquemáticos apresentando tais configurações gerais do sistema, operando em ciclo *topping* (ciclo já abordado no subitem 2.4.5.2 deste trabalho), encontram-se apresentados mais adiante e podem ser sucintamente explicados pelas Tabelas 3.2 e 3.3.

**Tabela 3.2 – Acionamentos mecânicos da moagem realizados com pressão de vapor.**  
(com base no ESQUEMÁTICO 1 - Figura 3.1)

Etapa	Descrição (na configuração operativa original)
Alimentação da caldeira	A caldeira é alimentada com água (a ser transformada em vapor), ar (comburente) e bagaço (combustível a ser queimado) proveniente do processo de moagem da cana-de-açúcar.
Geração de vapor	Na caldeira gera-se vapor superaquecido a 63 bar/490°C, que é encaminhado à turbina, promovendo sua movimentação mecânica (rotação).
Trabalho mecânico para a produção de energia elétrica	Por sua vez, a turbina movimenta o conjunto redutor/gerador de energia elétrica, a ela mecanicamente acoplado, gerando-se energia elétrica.
Fluxo de vapor através da turbina	Ao fluir através da turbina, o vapor é extraído em estágios sucessivos por meio de válvulas de extração controlada (controle de vazão e pressão) da seguinte forma:

Etapa	Descrição (na configuração operativa original)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>o 1ª extração controlada: vazão fixada em 73,2 toneladas/hora de vapor superaquecido, a 21 bar, para atendimento aos equipamentos que demandam vapor a essa pressão (turbo-acionamentos do sub-processo de moagem da cana-de-açúcar);</li> <li>o 2ª extração controlada: vazão fixada em de 79 toneladas/hora de vapor saturado (seco ou com título igual ou superior a 90 %), a 2,5 bar, para atendimento aos equipamentos de processo que demandam vapor a essa pressão (trocas térmicas em sub-processos de produção de açúcar e etanol);</li> <li>o 3ª extração/escape: vazão fixada originalmente em 20 toneladas/hora de vapor saturado (seco ou com título igual ou superior a 90 %), a 0,7 bar, para condensação (<u>essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão na turbina e o limite de potência gerada no gerador</u>).</li> </ul>
Fluxo de vapor através dos equipamentos de moagem da cana	Ao fluir pelos turbo-acionamentos dos equipamentos do processo de moagem, o vapor perde pressão e temperatura, sendo recolhido no <i>header</i> (barrilete) de 2,5 bar, para o qual também flui o vapor proveniente da 2ª extração controlada da turbina. Todo o vapor a 2,5 bar é conduzido aos processos que demandam trocas térmicas.
Fluxo de vapor através dos processos para trocas térmicas	Ao fluir pelos equipamentos dos processos que demandam trocas térmicas, as vazões mássicas de vapor provenientes das descargas do setor de moagem e também da 2ª extração controlada da turbina, inicialmente a 2,5 bar, perdem pressão e temperatura, e se condensam. Todo o condensado é bombeado para uma caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição ( <i>make-up</i> ).
Fluxo de vapor através condensador	Ao deixar a seção de escape da turbina, o vapor (a uma pressão abaixo da atmosférica) flui por um condensador, condensando-se, sendo coletado na caixa CX1 e bombeado para a caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição ( <i>make-up</i> ). O ESQUEMÁTICO 1 também prevê um circuito de água de condensação. A água bombeada circula no condensador para resfriamento e condensação do vapor, retornando a uma torre de resfriamento para perder o calor absorvido. A partir da torre, a água é novamente bombeada, recirculando novamente pelo condensador e mantendo o ciclo contínuo.
Vapor para a produção de frio ( <i>chiller</i> de absorção)	O ESQUEMÁTICO 1 prevê um <i>chiller</i> de absorção para a produção de frio (condicionamento de ar para o prédio administrativo e de apoio à produção), estendendo o conceito de cogeração à Trigeração. Mais detalhes sobre esse sistema estão descritos no subitem 3.2, adiante. O gerador do <i>chiller</i> recebe vapor a 1,05 bar (após uma válvula redutora de pressão de 2,5 bar para 1,05 bar), condensando-o após a troca térmica interna. O condensado é conduzido à caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição ( <i>make-up</i> ).
Retorno do condensado à caldeira	A partir da caixa de coleta CX2, toda a mistura de condensados recolhidos na planta e a água de reposição é bombeada para a caldeira por meio de bomba centrífuga de alta pressão (80 bar) multiestágios (ver <u>NOTA</u> após a Tabela 3.3).
Válvulas redutoras de pressão	O Esquemático prevê a presença de válvulas redutoras de pressão (VRP) principais nos seguintes pontos: .entre a tubulação principal de vapor gerado a 63 bar e o <i>header</i> (barrilete) de

<b>Etapa</b>	<b>Descrição (na configuração operativa original)</b>
	<p>vapor a 21 bar – essa válvula,VRP-1 (normalmente bloqueada), tem a função de abastecer todos os consumidores de vapor a 21 bar e também os consumidores a 2,5 bar (por intermédio da VRP-2 a jusante), perante a eventual parada da turbina, mantendo os processos e atividades operantes;</p> <p>.entre o <i>header</i> (barrilete) de vapor a 21 bar e o <i>header</i> (barrilete) de 2,5 bar - essa válvula,VRP-2 (normalmente bloqueada), tem a função de abastecer todos os consumidores de vapor a a 2,5 bar (por intermédio da perante a eventual parada da turbina, mantendo os processos e atividades operantes;</p> <p>.entre o <i>header</i> (barrilete) de vapor a 2,5 bar e a entrada do gerador do <i>chiller</i> de absorção - essa válvula,VRP-3 (normalmente fechada), tem a função de abastecer o <i>chiller</i> a 1,05 bar estando a turbina operante ou não.</p>

**Tabela 3.3 – Acionamentos mecânicos da moagem realizados por meio de motores elétricos.**  
(com base no ESQUEMÁTICO - Figura 3.2)

<b>Etapa</b>	<b>Descrição</b>
Alimentação da caldeira	A caldeira é alimentada com água (a ser transformada em vapor), ar (comburente) e bagaço (combustível a ser queimado) proveniente do processo de moagem da cana-de açúcar.
Geração de vapor	Na caldeira gera-se vapor superaquecido a 63 bar/490°C, que é encaminhado à turbina, promovendo sua movimentação mecânica (rotação).
Trabalho mecânico para a produção de energia elétrica	Por sua vez, a turbina movimenta o conjunto redutor/gerador de energia elétrica, a ela mecanicamente acoplado, gerando-se energia elétrica.
Fluxo de vapor através da turbina	<p>Ao fluir através da turbina, o vapor é extraído da seguinte forma:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 1ª extração controlada (estágio de 21 bar): inoperante/fechada, já que, nesse caso, considera-se a moagem acionada por motores elétricos e não por vapor;</li> <li>○ 2ª extração controlada: vazão fixada em 152,2 toneladas/hora de vapor saturado (seco ou com título igual ou superior a 90 %), a 2,5 bar, para atendimento aos equipamentos de processo que demandam vapor a essa pressão (trocas térmicas em sub-processos de produção de açúcar e etanol);</li> <li>○ 3ª extração/escape: vazão fixada originalmente em 20 toneladas/hora de vapor saturado (seco ou com título igual ou superior a 90 %), a 0,7 bar, para condensação (<u>essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão na turbina e o limite de potência gerada no gerador</u>).</li> </ul>
Fluxo de vapor através dos equipamentos de moagem	Inexistente já que, nesse caso, considera-se a moagem acionada por motores elétricos e não por vapor.
Fluxo de vapor através dos processos para trocas térmicas	Ao fluir pelos equipamentos dos processos que demandam trocas térmicas, as vazões mássicas de vapor provenientes da 2ª extração controlada da turbina, inicialmente a 2,5 bar, perdem pressão e temperatura, e se condensam. Todo o condensado é bombeado para uma caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição ( <i>make-up</i> ).
Fluxo de vapor através condensador	<p>Ao deixar a seção de escape da turbina, o vapor (a uma pressão abaixo da atmosférica) flui por um condensador, condensando-se, sendo coletado na caixa CX1 e bombeado para a caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição (<i>make-up</i>).</p> <p>O ESQUEMÁTICO 2 também prevê um circuito de água de condensação. A água bombeada circula no condensador para resfriamento e condensação do vapor, retornando a uma torre de resfriamento para perder o calor absorvido.</p>

Etapa	Descrição
	A partir da torre, a água é novamente bombeada, recirculando novamente pelo condensador, mantendo-se o ciclo contínuo.
Vapor para a produção de frio ( <i>chiller</i> de absorção)	O ESQUEMÁTICO 2 prevê um <i>chiller</i> de absorção para a produção de frio (condicionamento de ar para o prédio administrativo e de apoio à produção), estendendo o conceito de cogeração à Trigeração. Mais detalhes sobre esse sistema estão descritos no subitem 3.2, adiante. O gerador do <i>chiller</i> absorve vapor a 1,05 bar (pela ação da válvula redutora de pressão VRP-3), condensando-o após a troca térmica interna. O condensado é conduzido à caixa de coleta CX2, na qual haverá a mistura com os demais condensados coletados na planta e com a água de reposição ( <i>make-up</i> ).
Retorno do condensado à caldeira	A partir da caixa de coleta CX2, toda a mistura de condensados recolhidos na planta e a água de reposição é bombeada para a caldeira por meio de bomba centrífuga de alta pressão (80 bar) multiestágios (ver <u>NOTA</u> após a Tabela 3.3.).
Válvulas redutoras de pressão	O ESQUEMÁTICO 2 prevê a presença de válvulas redutoras de pressão (VRP) principais nos seguintes pontos: .entre a tubulação principal de vapor gerado a 63 bar e o <i>header</i> (barrilete) de vapor a 21 bar – essa válvula,VRP-1 (normalmente bloqueada), tem a função de abastecer o barrilete de vapor a 21 bar e também os consumidores a 2,5 bar (por intermédio da VRP-2 a jusante), perante a eventual parada da turbina, mantendo os processos e atividades operantes; .entre o <i>header</i> (barrilete) de vapor a 21 bar e o <i>header</i> (barrilete) de 2,5 bar - essa válvula,VRP-2 (normalmente bloqueada), tem a função de abastecer todos os consumidores de vapor a a 2,5 bar (por intermédio da perante a eventual parada da turbina, mantendo os processos e atividades operantes; .entre o <i>header</i> (barrilete) de vapor a 2,5 bar e a entrada do gerador do <i>chiller</i> de absorção - essa válvula,VRP-3 (normalmente fechada), tem a função de abastecer o <i>chiller</i> a 1,05 bar estando a turbina operante ou não.

#### Nota técnica:

Quanto às ordens de grandeza de possíveis perdas na planta em questão (perdas de vapor nos processos e instalações de vapor, perdas de água por purgas na caldeira e perdas de condensado nos processos e instalações de condensado), devido à inexistência de dados mais específicos, foram consideradas informações obtidas em Júnioe et al (2012) e em Raizen (2017). A primeira fonte apresenta cenários de análise para uma planta real similar de cogeração (produção de açúcar e etanol), com produção de vapor a 67 bar/480°C e vazão de até 156 tv/hora, para a qual informa-se o percentual de 3 % de purga na caldeira (em relação à vazão de vapor) e perdas de 10 % de vapor/condensado nos processos e instalações. A segunda fonte apresenta dados de uma planta de cogeração real e gráficos que indicam a redução contínua do percentual de água fria de reposição nas caldeiras em três safras consecutivas, por meio de melhorias nos processos, correção de defeitos e redução de desperdícios. Os percentuais quantificados foram equivalentes a 17,2 % (safra 2015), 16,8 % (safra 2016) e 9,7 % (safra 2017), o que, em última análise, correlaciona-se aos percentuais de retorno de condensado de, respectivamente, 82,8 %, 83,2 % e 90,3 % para as caldeiras.

Com base em tais informações, optou-se por assumir a vazão de água de reposição na caldeira (*make-up*) em 13 % da vazão de vapor gerado, valor resultante do somatório de 3 % de perdas de água por purga e 10 % de perdas de vapor e condensado nos processos e instalações em geral. Além disso, para simplificação e redução da complexidade das análises, adotou-se o artifício de se concentrar a ocorrência de tais perdas após o fluxo de vapor por todos os processos produtivos e instalações (mais especificamente antes da caixa de coleta de condensados CX2 lançada nos esquemáticos) e, obviamente, na própria caldeira (devido à purga periódica). A caixa CX2 foi definida como o ponto de introdução da água de reposição pré-aquecida a 80°C.

### 3.2 Extensão do sistema à Trigeração

Às configurações até aqui descritas foi agregada a funcionalidade de produção de frio para atendimento ao sistema de condicionamento de ar (expansão indireta/água gelada) da edificação administrativa e de apoio geral à produção (abordada no subitem 3.3.1, adiante), estendendo-as ao conceito de Trigeração.

Uma vez que existe a disponibilidade de vapor a baixa pressão (2,5 bar), uma alternativa natural seria o emprego de um *chiller* de absorção (tecnologia apresentada no subitem 2.6 deste trabalho), também indicado nos esquemáticos.

Considerada a aplicação em condicionamento de ar (conforto térmico humano), pode-se optar por um *chiller* de absorção de simples efeito (água + brometo de lítio) operado a vapor saturado (com pressão próxima/ligeiramente acima de 1 bar). No caso desse subsistema, o esquemático prevê os seguintes circuitos e componentes básicos:

- a configuração elementar do *chiller* de absorção de simples efeito, contendo gerador, condensador, dispositivo de expansão, evaporador, absorvedor, trocador de calor/regenerador e bomba de recirculação da solução (H<sub>2</sub>O + LiBr);
- circuito de vapor para aquecimento do gerador do *chiller* – no gerador, o vapor injetado para aquecimento constitui-se como a fonte quente que possibilitará a vaporização da água da solução H<sub>2</sub>O + LiBr, obtendo-se vapor a alta pressão (necessário para o ciclo de absorção) que será conduzido ao condensador do *chiller*; ao perder calor quando da troca térmica no gerador, o vapor de aquecimento é convertido em água (condensado), sendo conduzido à caixa de coleta e misturado aos condensados provenientes dos processos e do condensador principal do sistema de cogeração/trigeração; a mistura é retornada à caldeira por bombeamento;
- circuito de água de condensação/arrefecimento – a água bombeada circula primeiramente no absorvedor (no qual ocorre um processo exotérmico e há a necessidade de retirada do calor gerado); em sequência, a água circula no condensador, para resfriamento e condensação do fluido refrigerante, retornando a uma torre de resfriamento para que seja retirado o calor absorvido; a partir da torre, a água é novamente bombeada, recirculando pelo *chiller* (absorvedor e condensador), mantendo-se o ciclo contínuo; e
- circuito de água gelada – a água de retorno do sistema de ar condicionado (aquecida) é conduzida ao evaporador, no qual é resfriada por troca térmica com o fluido refrigerante, retornando bombeada para as serpentinas dos *fan-coils* e fancoletes do prédio administrativo, nos quais é resfriado o ar insuflado para o condicionamento térmico dos ambientes.

Nas páginas seguintes, apresentam-se os Esquemáticos 1 e 2 descritos ao longo do subitem 3.1.

As caracterizações dos sistemas e subsistemas até aqui citados serão abordadas na sequência.



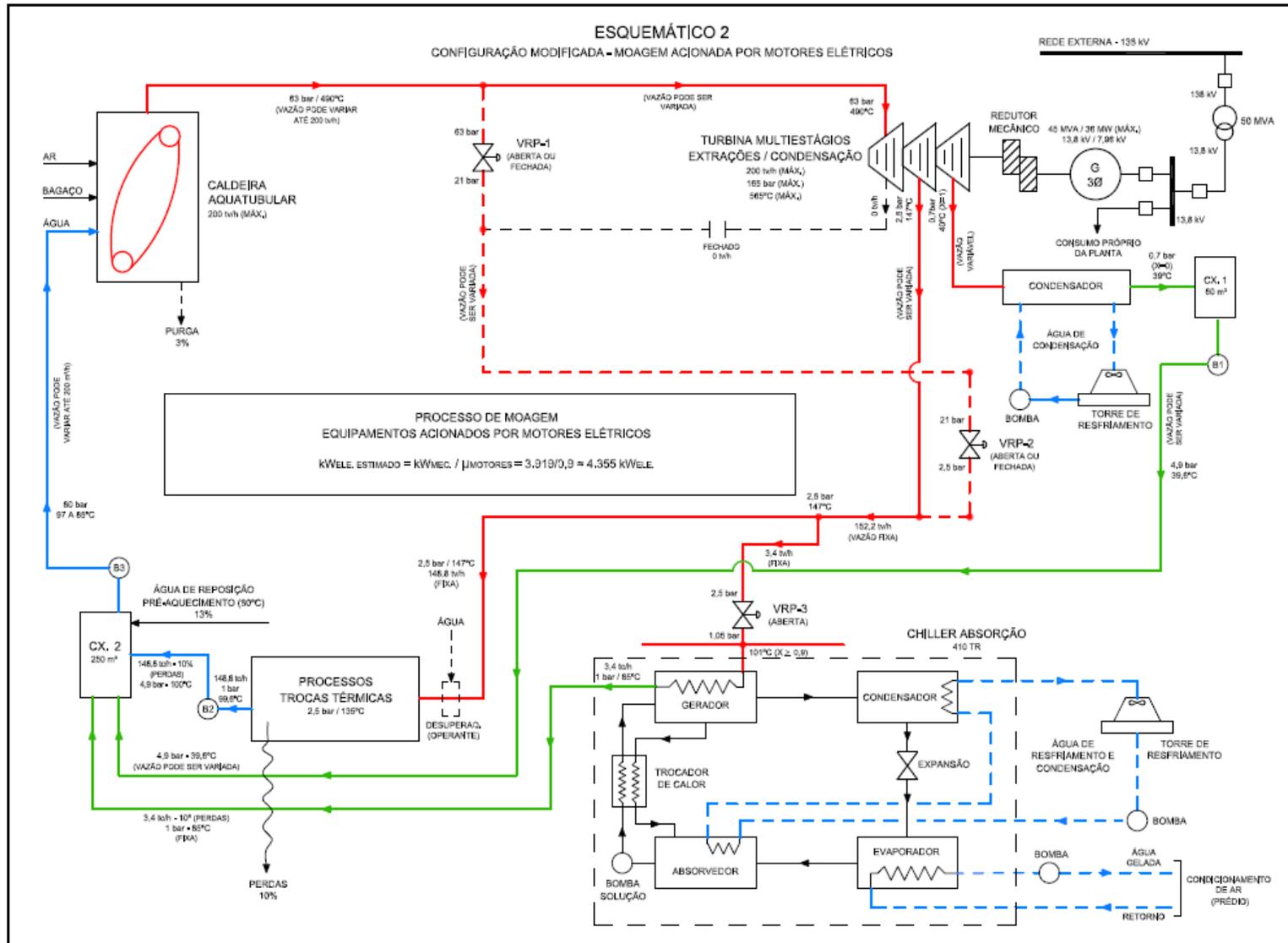


Figura 3.2 – ESQUEMÁTICO 2 (moagem com acionamentos por motores elétricos).  
(elaborada pelo autor)

### 3.3 Sistemas e equipamentos previstos (cogeração/trigeração)

#### 3.3.1 Carga térmica / *Chiller* de absorção e subsistemas

Para a definição da capacidade e características técnicas do *chiller* de absorção, definiu-se previamente a carga térmica a ser suprida nas áreas administrativas e em todas as áreas de apoio à planta industrial, situadas em edificação única.

A carga térmica é calculada estimativamente com base em ABNT (2008) – Anexo A – “Formulário para Cálculo Simplificado de Carga Térmica”, considerando-se uma edificação hipotética idealizada com as características apresentadas na tabela a seguir.

**Tabela 3.4 – Características da edificação administrativa e de apoio à produção.**

Parâmetro	Caracterização	Observações
Número de pavimentos	3.	---
Área total de cada pavimento	2.500 m <sup>2</sup> .	50 m x 50 m.
Área global	7.500 m <sup>2</sup> .	---
Pé-direito de cada pavimento	3 metros.	---
Incidência de radiação solar sobre as fachadas	Na face leste pela manhã e nas faces oeste e norte à tarde.	---
Temperatura externa considerada (bulbo seco)	30°C	Média das máximas (Minas Gerais). Fonte: INPE (2019).
Temperatura externa considerada (bulbo úmido)	22°C	.Média das máximas (Minas Gerais). .Umidade relativa do ar considerada: 50 %. Fonte: INPE (2019).
Temperatura interna considerada para conforto térmico humano	23°C	Fonte: Ministério do Trabalho (2007).
Ambientes – 1º Pavimento	.Recepção administrativa/geral; .Recepção – Oficinas/Áreas Técnicas; .Almoxarifado administrativo; .Almoxarifado técnico; .Mapoteca/arquivo técnico; .Refeitório/restaurante/cozinha; .Lanchonete; .Oficinas de manutenção; .Ambulatório médico; .Setor de Segurança e Medicina do Trabalho – SESMT; .Setor de Segurança Patrimonial; .Laboratório de análises físico-químicas (produção); .Áreas de circulação e Banheiros.	Ambientes condicionados, exceto Banheiros.
Ambiente externo, anexo ao 1º Pavimento	.Setor de utilidades (não atendido por condicionamento de ar).	Área destinada ao <i>chiller</i> de absorção e seus subsistemas.
Ambientes – 2º Pavimento	.Recepção interna (áreas técnicas e administrativas); .Escritórios técnicos diversos; .Escritórios administrativos diversos; .TI/CPD; .Sala de infra-estrutura (dados/telefonia); .Áreas de circulação e Banheiros.	Ambientes condicionados, exceto Banheiros.

Parâmetro	Caracterização	Observações
Ambientes – 3º Pavimento	.Sala de estar/espera; .Salas de secretárias; .Salas de reuniões; .Salas de gerências; .Salas de diretorias; .Salas de treinamento; .Lanchonete; .Áreas de circulação e Banheiros.	Ambientes condicionados, exceto Banheiros.

Os critérios gerais para o cálculo estimativo da carga térmica podem ser verificados consultando-se a planilha apresentada na Tabela 3.5.

**Tabela 3.5 – Critérios para cálculo estimativo da carga térmica (prédio administrativo e de apoio)**

COMPONENTE DE CARGA TÉRMICA				
<b>INSOLAÇÃO SOBRE AS FACHADAS E COBERTURA</b>	<b>ÁREA (m<sup>2</sup>)</b>	<b>POTÊNCIA (W)</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
48.000 BTU/hora para cada 90 m <sup>2</sup>	7.500	---	4.000.000	333,3
<b>OCUPAÇÃO DE PESSOAS</b>	<b>Nº PESSOAS</b>	<b>---</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
62 pessoas por pavimento 600 BTU/hora por pessoa	186	---	111.600	9,3
<b>ILUMINAÇÃO</b>	<b>Nº LUMINÁRIAS</b>	<b>---</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
1 luminária LED 2x18W para cada 6 m <sup>2</sup> 2 BTU/hora para cada Watt	1.250	45.000	90.000	7,5
<b>MOTORES ELÉTRICOS (FAN-COILS)</b>	<b>Nº DE FAN-COILS</b>	<b>POTÊNCIA (cv)</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
1 fan-coil de 5 cv para atendimento a cada 90 m <sup>2</sup> 600 BTU/hora para cada cv	84	420	252.000	21
<b>EQUIPAMENTOS DE INFORMÁTICA</b>	<b>Nº EQUIPAMENTOS</b>	<b>POTÊNCIA (W)</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
54 computadores/monitores de 100 W por pavimento 3 BTU/hora para cada Watt	162	16.200	48.600	4,05
<b>EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS DIVERSOS E OUTRAS FONTES DE DISSIPAÇÃO TÉRMICA</b>	<b>---</b>	<b>POTÊNCIA (W)</b>	<b>BTU/hora</b>	<b>TR</b>
1 BTU/hora para cada Watt Potência estimativa considerada: 60.000 Watts por pavimento	---	180.000	180.000	15
<b>CARGA TÉRMICA TOTAL</b>		<b>TR</b>	<b>390,18</b>	
<b>CARGA TÉRMICA ESPECÍFICA</b>		<b>TR/m<sup>2</sup></b>	<b>0,05</b>	
		<b>(BTU/h)/m<sup>2</sup></b>	<b>624,29</b>	

Pelo resultado final apresentado na Tabela 3.5, verifica-se ser necessário um *chiller* de absorção capaz de suprir uma carga térmica total máxima equivalente a 390,18 TR (correspondente à densidade de carga térmica de 0,05 TR/m<sup>2</sup> ou cerca de 624 BTU/hora/m<sup>2</sup>).

Sendo assim, e após consultas a documentações técnicas de alguns fabricantes (CARRIER, THERMAX, YORK e SHUANGLIANG, dentre alguns outros) que

ofertam *chillers* para condicionamento de ar operados a vapor, simples efeito, utilizando água como fluido refrigerante e brometo de lítio (LiBr) como fluido absorvente, optou-se pelo equipamento de fabricação YORK [York (2010)], modelo YIA ST5C2, com capacidade nominal para 410 TR.

As características técnico-operacionais do *chiller* escolhido podem ser verificadas na Tabela 3.6.

**Tabela 3.6 – Dados técnicos do chiller de absorção YORK, modelo YIA ST 5C2 [York (2010)].**

<b>CHILLER A ABSORÇÃO OPERADO A VAPOR (SIMPLES EFEITO, ÁGUA/BROMETO DE LÍTIO)</b>		
<b>FLUIDO</b>	<b>PARÂMETROS TÉCNICOS DE PROJETO PARA 100 % DA CARGA NOMINAL (CATÁLOGO DO FABRICANTE)</b>	<b>CHILLER YORK YIA ST 5C2 410 TR</b>
VAPOR SATURADO (GERADOR)	PRESSÃO DE ENTRADA	1,03 a 1,08 bar(g) (103 a 108 kPa)
	CONSUMO	3.400 kg/h (0,94 kg/s)
	TEMPERATURA (entrada no gerador)	100,5 a 101,8°C
	CONDENSADO (saída do gerador)	85°C
ÁGUA GELADA (EVAPORADOR)	TEMPERATURA (entrada no evaporador)	12,2°C
	TEMPERATURA (saída do evaporador)	6,7°C
	VAZÃO	224 m <sup>3</sup> /hora (62,08 litros/s)
ÁGUA DE ARREFECIMENTO (ABSORVEDOR E CONDENSADOR)	TEMPERATURA (entrada no absorvedor)	29,4°C
	TEMPERATURA (saída do condensador)	38,5°C
	VAZÃO	335 m <sup>3</sup> /hora (93,03 litros/s)
BOMBA DE ABSORVENTE	POTÊNCIA ELÉTRICA	4,1 kWe
BOMBA DE REFRIGERANTE	POTÊNCIA ELÉTRICA	2,7 kWe
BOMBA DE PURGA	POTÊNCIA ELÉTRICA	0,5 kWe
ELÉTRICA TOTAL	POTÊNCIA ELÉTRICA	7,3 kWe

No que se refere às características nominais dos subsistemas de bombeamento de água gelada e bombeamento/arrefecimento de água de resfriamento/condensação do *chiller* de absorção, como este trabalho não se propõe a detalhar um projeto específico para tais subsistemas, alguns parâmetros para dimensionamento foram estimados. As premissas adotadas, bem como os resultados obtidos, encontram-se apresentados a seguir.

• **Bomba de água gelada (para condicionamento de ar)**

A Tabela 3.7 apresenta os dados primários utilizados para o dimensionamento da potência da bomba de água gelada do sistema de condicionamento de ar bem como para a determinação da potência de seu respectivo motor elétrico.

**Tabela 3.7 – Dados para dimensionamento da potência da bomba de água gelada e do motor elétrico.**

<b>Dados primários</b>		
Vazão volumétrica nominal ( $Q_{NOM}$ )	224 m <sup>3</sup> /hora	Valor obtido a partir da tabela de dados técnicos do <i>chiller</i> (Tabela 3.6).
Altura manométrica ( $H_{MAN}$ )	20 m.c.a.	Pressão estática + pressão dinâmica estimada com base em tubulações de 4" (aço carbono), velocidade de escoamento da água da ordem de 3,6 m/s, desnível geométrico de 10 metros e predominância de trechos retos.
Rendimento da bomba	75 %	Valor estimado/considerado no ponto de operação de projeto ( $Q_{NOM} \times H_{MAN}$ ).

.Expressão de cálculo para determinação da potência mecânica nominal ( $N_{NOM}$ ) da bomba em kW:

$$N_{NOM}(kW) = \frac{Q_{NOM} \cdot H_{MAN} \cdot \gamma_{\text{ÁGUA}}}{\eta_{BOMBA} \cdot 1.000} \quad (3.1)$$

Esse cálculo, detalhado no Apêndice 1.1, resulta na potência mecânica de 16,27 kW (equivalente a 22,12 cv no eixo do motor, já que 1 cv = 0,7355 kW). Sendo assim, pode-se adotar um motor elétrico de 25 cv (operando com condição de carga de 88,5 % e rendimento estimado em 90 %). A potência elétrica necessária equivale a 18,1 kWe.

• **Bomba de água de resfriamento/condensação (*chiller*)**

A Tabela 3.8 apresenta os dados primários utilizados para o dimensionamento da potência da bomba de água de resfriamento/condensação do *chiller* de absorção do sistema de condicionamento de ar bem como para a determinação da potência de seu respectivo motor elétrico.

**Tabela 3.8 – Dados para dimensionamento da potência da bomba de água de resfriamento/condensação e do motor elétrico.**

<b>Dados primários</b>		
Vazão volumétrica nominal ( $Q_{NOM}$ )	335 m <sup>3</sup> /hora	Valor obtido a partir da tabela de dados técnicos do <i>chiller</i> (Tabela 3.6).
Altura manométrica ( $H_{MAN}$ )	6 m.c.a.	Pressão estática + pressão dinâmica estimada com base em tubulações de 6" (aço carbono), velocidade de escoamento da água da ordem de 3,6 m/s, desnível geométrico de 3 metros e predominância de trechos retos.
Rendimento da bomba	75 %	Valor estimado/considerado no ponto de operação de projeto ( $Q_{NOM} \times H_{MAN}$ ).

.Expressão de cálculo para determinação da potência mecânica nominal ( $N_{NOM}$ ) da bomba em kW:

$$N_{NOM}(kW) = \frac{Q_{NOM} \cdot H_{MAN} \cdot \gamma_{\text{ÁGUA}}}{\eta_{BOMBA} \cdot 1.000} \quad (3.2)$$

Esse cálculo, detalhado no Apêndice 1.1, resulta na potência mecânica de 7,3 kW (equivalente a 9,92 cv no eixo do motor, já que 1 cv = 0,7355 kW). Sendo assim, pode-se adotar um motor elétrico de 12,5 cv (operando com condição de carga de 79,4 % e rendimento estimado em 90 %). A potência elétrica necessária equivale a 8,1 kWe.

• **Exaustor da torre de resfriamento da água de resfriamento/condensação (*chiller*)**

A Tabela 3.9 apresenta os dados primários utilizados para o dimensionamento da potência do motor do exaustor da torre de resfriamento da água de resfriamento/condensação associada ao *chiller* de absorção.

**Tabela 3.9 – Dados para dimensionamento da potência do exaustor da torre de resfriamento de água e do motor elétrico.**

<b>Dados primários</b>		
Vazão volumétrica de água que recircula pela torre	335 m <sup>3</sup> /hora	Valor obtido a partir da tabela de dados técnicos do <i>chiller</i> (Tabela 3.6).
Temperatura de entrada da água na torre	39°C	Considerada como ligeiramente superior à temperatura de saída da água no <i>chiller</i> .
Temperatura de saída da água da torre	29°C	Considerada como ligeiramente inferior à temperatura de entrada da água no <i>chiller</i> .
Temperatura de bulbo úmido local (MG)	22°C	Fonte: INPE (2019).

Para simplificação, e considerando-se que este trabalho não se propõe a detalhar um projeto específico para tal subsistema, o dimensionamento com base nos dados primários explicitados na Tabela 3.9 foi desenvolvido a partir de metodologia expedita e tabelamentos de dados técnicos obtidos na documentação de especificações de um fabricante de torres de resfriamento de água [Caravela (2014)].

Tal metodologia, detalhada no Apêndice 1.1, resulta na escolha de uma torre selecionada na tabela de dados técnicos do fabricante [modelo WTD 291/12 GT II, fator de capacidade = 10 (parâmetro de dimensionamento adotado pelo fabricante), com vazão máxima nominal de 387 m<sup>3</sup>/h], do tipo ar induzido, dotada de exaustor acionado por motor elétrico de 20 cv.

A potência elétrica necessária equivale a 16,34 kWe.

**3.3.2 Consumo de vapor em processos (acionamentos mecânicos e trocas térmicas)**

Para a definição das características técnicas básicas dos equipamentos de processo consumidores de vapor, fundamentalmente no que se refere às pressões requeridas e às vazões necessárias, recorreu-se a dados típicos de uma planta de moagem (e

centrifugação/secagem) de uma indústria de porte similar (produção de açúcar e etanol) obtidos em Perea et al (2006).

As características gerais de tais equipamentos (com base no Esquemático 1 – Figura 3.1) podem ser verificadas consultando-se a Tabela 3.10.

**Tabela 3.10 – Dados técnicos/operacionais de equipamentos de processo consumidores de vapor**  
(Referência: Esquemático 1 - Figura 3.1 - Moagem com vapor)  
[elaborada pelo autor com base em dados de processo obtidos em Fiomari (2004) e Perea et al (2006)]

CARACTERÍSTICAS DE EQUIPAMENTOS DE PROCESSO E CONSUMO DE VAPOR							
EQUIPAMENTOS DE PROCESSO	PRESSÃO DO VAPOR bar(g)		POTÊNCIA MECÂNICA (kWmec)		CONSUMO EFETIVO		CONSUMO ESPECÍFICO (kg-vapor/hora por kWmec efetivos)
	Entrada	Saída	Nominal	Efetiva	tv/h	kgv/s	
<b>ACIONAMENTO MECÂNICO (COM VAPOR)</b>							
PICADOR / MOENDA DE CANA	21	2,5	N.I. (*)	834	14,7	4,08	17,62
DESFIBRADOR / MOENDA DE CANA	21	2,5	N.I. (*)	834	14,7	4,08	17,62
TERNO 1/2 - MOENDA DE CANA	21	2,5	N.I. (*)	771	15	4,17	19,46
TERNO 3/4 - MOENDA DE CANA	21	2,5	N.I. (*)	740	14,4	4	19,46
TERNO 5/6 - MOENDA DE CANA	21	2,5	N.I. (*)	740	14,4	4	19,46
<b>SUB-TOTALIZAÇÃO</b>			N.I. (*)	3.919	73,2	20,3	18,68
N.I.(*): não informado nos dados de processo da planta referencial.							
<b>TROCAS TÉRMICAS (COM VAPOR)</b>							
PROCESSOS DIVERSOS NA PRODUÇÃO DE AÇÚCAR E ETANOL (tratamento do caldo, destilação, evaporação, cozimento)	2,5	C O N D E N S A D O	---	---	148,8	41,33	73,2 tv/h provêm da descarga de vapor a 2,5 bar dos equipamentos da moagem.
<b>SUB-TOTALIZAÇÃO</b>					148,8		---
<b>TOTALIZAÇÃO - PROCESSOS</b>					148,8		Acionamentos mecânicos + trocas térmicas

Pela Tabela 3.10 percebe-se que o consumo de vapor dos equipamentos de processo (considerando-se a moagem acionada por vapor) totaliza 148,8 toneladas/hora, correspondendo a, aproximadamente, 41,33 kgv/s.

O consumo de vapor do *chiller* de absorção previsto (indicado na Tabela 3.6) equivale a 0,94 kgv/s (3,4 tv/h).

Portanto, o consumo global de vapor utilizado em equipamentos [processos (com moagem a vapor) + *chiller*] totaliza 42,27 kgv/s.

Há ainda o fluxo de vapor que perpassa o condensador (escape da turbina), equivalente a 20 tv/h ou 5,56 kgv/s.

Dessa forma, o consumo global de vapor na planta equivale a aproximadamente 47,83 kgv/s (172,2 toneladas/hora).

### 3.3.3 Turbina a vapor

Na Tabela 3.11 são apresentadas as características técnicas básicas de uma possível turbina a vapor para aplicação no sistema previsto. Tais características foram parcialmente obtidas em Fiomari (2004), em Perea et AL (2006) e na documentação técnica do fabricante SIEMENS (linha SST).

**Tabela 3.11 – Características da turbina a vapor adotada.**

Parâmetro	Caracterização	Observações
Tipo/tecnologia	Do tipo multiestágios, extrações/condensação, com extrações controladas.	(Ref. Gama SST-Siemens, várias potências)
Capacidade/potência	Adotada: 40 MWmec.	---
Pressão de admissão do vapor	Até 165 bar.	Adotada: 63 bar.
Temperatura de admissão do vapor	Até 565°C.	Adotada: 490°C.
Rotação	De 3.000 a 18.200 rpm.	Considerada a utilização de redutor mecânico para compatibilização com a rotação síncrona do gerador.
Pressão do vapor nas extrações <u>controladas</u> (até duas)	Regulável até 72 bar.	Adotadas: 21 bar e 2,5 bar.
Pressão do vapor nas extrações <u>não controladas</u> (até seis)	Regulável até 85 bar.	Extrações não adotadas.
Pressão do vapor no escape (condensação)	Regulável até 1 bar.	Adotada: 0,7 bar.
Vazão máxima de vapor na admissão	Até 200 toneladas/hora.	Vazão máxima na planta: 172,2 toneladas/hora, na configuração operativa em vigor.

### 3.3.4 Geração de energia elétrica, consumo próprio e energia excedente

As características técnicas básicas de um possível gerador de energia elétrica para aplicação no sistema previsto encontram-se indicadas na Tabela 3.12.

**Tabela 3.12 – Características do gerador elétrico adotado.**

Parâmetro	Caracterização	Observações
Tipo/tecnologia	Turbo-gerados síncrono trifásico.	Aplicação com turbina a vapor.
Potência elétrica nominal	45 MVA / 36 MW contínuos (Fator de potência 0,8 indutivo a 1).	Potência compatível com a capacidade da turbina indicada no subitem 3.3.3.
Tensão nominal	13,8 kV / 7,96 kV.	Estrela aterrada por impedância.
Rendimento considerado	97 %.	Adotou-se um valor relativamente conservativo para geradores síncronos com esse nível de potência. Segundo o fabricante SIEMENS, para geradores de até 85 MVA, são possíveis rendimentos de até 98,4%. Fonte: Siemens (2019).
Rotação síncrona	3.600 rpm (60 Hz).	2 pólos.

Para a compatibilização da velocidade de giro da turbina à rotação requerida no gerador, emprega-se um redutor de velocidade (caixa de transmissão por engrenagens) cuja relação de transmissão é expressa por:  $RT = \text{RPM-turbina}/\text{RPM-gerador}$ . A rotação de saída deve ser equivalente a 3.600 rpm. O rendimento de um redutor de alta potência pode atingir até 99,4 % [conforme informações obtidas em Voith (2019)]. Neste trabalho, adotou-se 98,5 %.

No que se refere à demanda própria de energia elétrica (MW) da planta hipotética em questão, para simplificação, optou-se por estimá-la com base em um índice típico/médio para o segmento sucro-alcooleiro dedicado à cogeração, que correlaciona a quantidade de cana-de-açúcar processada à energia elétrica total consumida na planta industrial (processos de produção de açúcar e etanol, iluminação e outras cargas diversas). Esse índice é abordado na bibliografia que versa sobre tais sistemas e situa-se, geralmente, em torno de 12 kWh por tonelada de cana-de-açúcar efetivamente processada/moída [Flausinio (2015) e Seabra (2008)], excetuando-se os acionamentos exclusivos para moagem por meio de motores elétricos (quando adotados), cujo consumo específico típico, segundo as mesmas fontes, é da ordem de 16 kWh por tonelada de cana-de-açúcar moída. Portanto, considerada a planta em questão, com moagem efetiva diária de cana-de-açúcar da ordem de 7.232 toneladas/dia (ver subitem 3.1) ou aproximadamente 344,4 t/hora, espera-se uma demanda própria de energia elétrica da ordem de 4,13 MW ( $344,4 \text{ t/h} \times 12 \text{ kWh} = 4.132,6 \text{ kWh}$ , energia equivalente à demanda máxima de 4,13 MW a cada hora) para equipamentos da moagem acionados por vapor, e da ordem de 9,64 MW [ $344,4 \text{ t/h} \times (12 \text{ kWh} + 16 \text{ kWh}) = 9.643,2 \text{ kWh}$ , energia equivalente à demanda máxima de 9,64 MW a cada hora) caso a moagem venha a ser eletrificada. Todavia, esse último valor é apenas típico para o setor e será melhor definido para a planta em questão no Capítulo 4 deste trabalho.

Considerada a potência nominal do gerador (45 MVA, 36 MW) e a demanda máxima própria da planta equivalente a 4,13 MW (para moagem a vapor) ou, em princípio, 9,64 MW (para moagem com motores elétricos), verifica-se haver, preliminarmente e em tese, uma capacidade teórica de suprimento de demanda para a rede elétrica externa (exportação/venda) da ordem de 31,87 MW ou 26,36 MW, dependendo da forma de acionamento dos equipamentos do setor de moagem. De qualquer modo, esses valores serão melhor definidos no Capítulo 4 deste trabalho.

**Nota:** Ressalta-se que, do ponto de vista eletro-energético, o fornecimento de energia para a rede externa (excedentes para comercialização) depende de tratativas prévias entre o gerador (cogenerador qualificado) de energia elétrica e os órgãos responsáveis pelo controle e regulação do despacho de carga no sistema (ONS – Operador Nacional do Sistema e ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica) conforme legislação vigente, assunto que foge do escopo de abrangência deste trabalho. Portanto, a rigor, a capacidade de suprimento de potência para a rede externa abordada neste trabalho refere-se ao potencial teórico de geração disponível pela planta de co/trigeração em questão.

### 3.3.5 Produção de vapor superaquecido/Caldeira aquatubular

As características técnicas básicas de um possível gerador de vapor para aplicação no sistema previsto encontram-se indicadas na Tabela 3.13.

**Tabela 3.13 – Características do gerador de vapor adotado.**

Parâmetro	Caracterização	Observações
Tipo/tecnologia	Caldeira a biomassa, aquatubular.	---
Combustível	Bagaço de cana.	Teor de umidade admissível na faixa entre 46 e 52 %.

Parâmetro	Caracterização	Observações
Capacidade máxima de produção de vapor	Até 200 toneladas/hora.	Capacidade compatível (equivalente) com a capacidade máxima da turbina indicada no subitem 3.3.3.
Pressão do vapor gerado	63 bar.	---
Temperatura do vapor gerado	490°C.	---
Temperatura da água de alimentação	Entre 85 e 97°C.	Depende do cenário analisado (os cenários de análise serão abordados no Capítulo 4)

### 3.4 Parâmetros operacionais, premissas, critérios técnicos e cenários de análise

Tomando-se como base as configurações definidas para o sistema de cogeração/trigeração a ser analisado (esquemáticos das Figuras 3.1 e 3.2), os equipamentos e subsistemas definidos ao longo dos subitens anteriores e algumas outras considerações e premissas adicionais a serem explicitadas oportunamente, serão investigados no Capítulo 4 os seguintes aspectos e as seguintes variáveis operacionais:

- a) as eficiências nos processos de obtenção das energias do sistema, considerada a cadeia de conversão energética;
- b) os índices de desempenho da planta, aplicáveis a sistemas de co/trigeração; e
- c) os índices médios que possam refletir as correlações entre o consumo do energético primário considerado (bagaço de cana) e os montantes de energia obtidos.

Tais análises serão realizadas com base nos seguintes cenários:

- moagem da cana-de-açúcar com o emprego de turbo-acionamentos a vapor; e
- moagem da cana-de-açúcar com o emprego de motores elétricos.

Ao longo das análises serão consideradas as situações apresentadas no Quadro 3.1.

**Quadro 3.1 – Situações em análise (moagem com turbo-acionamentos a vapor e moagem eletrificada).**

Variável operacional	Sistema	Análises/Comentários/Premissas
COP do <i>chiller</i> de absorção	○ <i>Chiller</i> de absorção.	.Determinação do COP térmico com base nos dados operacionais informados pelo fabricante (vazões, temperaturas, pressões) e nas entalpias envolvidas (gerador e evaporador), bem como sua confrontação com a faixa típica do COP para sistemas de simples efeito; .Determinação do COP real, incluindo bomba de água gelada e o subsistema de água de resfriamento / condensação (bomba e torre).
Eficiência operacional	○ Turbina a vapor.	.Determinação da eficiência operacional com base nas energias envolvidas na entrada e nas saídas (extrações/escape) de vapor com base: -nas entalpias e vazões mássicas de vapor; -no cálculo do trabalho mecânico efetivamente disponibilizado no eixo da turbina; e -na comparação do mesmo com a potência elétrica teoricamente gerada, levando-se em conta os rendimentos individuais envolvidos (reductor e gerador elétrico).

Variável operacional	Sistema	Análises/Comentários/Premissas
Eficiência térmica	○ Caldeira.	.Determinação da eficiência térmica operacional com base no método de cálculo direto, envolvendo: -as entalpias em questão (água e vapor); -as vazões mássicas (vapor e bagaço de cana); e -o PCI do bagaço para o teor de umidade considerado.
Consumo de energético (biomassa)	○ Insumos: cana-de-açúcar e bagaço de cana.	.Determinação dos montantes de cana-de-açúcar moída e de bagaço necessários em cada situação analisada, calculados com base em índices típicos encontrados nas literaturas sobre o tema ( <i>t-cana/t-vapor produzido e t-bagaço/t-vapor produzido</i> ). Serão avaliados:  <i>kW gerado/tonelada de cana moída;</i> <i>kW gerado/tonelada de bagaço queimado;</i> <i>kW excedente para venda/tonelada de cana moída;</i> <i>kW excedente para venda/tonelada de bagaço queimado.</i>
Produção de vapor e geração de potência elétrica	○ Caldeira e gerador de energia elétrica.	.Estabelecimento do índice <i>kW (ou kWh) gerado/kg de vapor produzido</i> .

Quanto à planta de cogeração/trigeração como um todo, pode-se determinar o Fator de Utilização de Energia (FUE, definido no subitem 2.4.8 deste trabalho) em cada situação analisada, levando-se em conta o trabalho mecânico realizado pela turbina, a taxa de calor útil produzido ou recuperado no sistema, o PCI e a vazão mássica do combustível primário requerida em cada cenário operacional.

Além do FUE, podem ser determinados os demais índices de desempenho aplicáveis a sistemas de cogeração/trigeração, tais como o IPE, o EEC, o IGP e o RPC (todos eles já definidos ao final do subitem 2.4.9 deste trabalho).

Ressalta-se que todas as análises estão baseadas nos seguintes parâmetros operativos primários (típicos para o setor sucroalcooleiro dedicado à cogeração):

- 500 kg de vapor por tonelada de cana-de-açúcar moída;
- 250 kg de bagaço (50 % de umidade, PCI = 7.584 kJ/kg = 1.810 kcal/kg) por tonelada de cana-de-açúcar moída; e
- 2 toneladas de vapor por tonelada de bagaço de cana queimado na caldeira (ou 0,5 tonelada de bagaço queimado por tonelada de vapor produzido na caldeira).

Com a metodologia aqui apresentada, objetiva-se o desenvolvimento de avaliações simplificadas/expeditas (e de caráter preliminar) baseadas em panoramas operativos gerais/médios de um sistema hipotético (porém típico) de cogeração/trigeração, considerando-se alguns cenários previamente definidos.

## 4. Análise e Resultados

Este capítulo apresenta análises da operação geral do sistema de cogeração estendido à trigeração nas duas configurações abordadas ao longo do Capítulo 3, com enfoque energético. Tomando-se como base a metodologia de avaliação descrita no mesmo capítulo, são realizadas análises que quantificam as eficiências nas conversões de energia e as correlações entre o consumo de energia primária e os montantes de energia obtidos. Também são avaliados e comentados os índices globais de desempenho da planta (FUE, IPE, EEC, IGP e RPC).

### 4.1 Planta de co/trigeração na configuração operativa original (moagem com turbo-acionamentos a vapor)

#### 4.1.1 Considerações preliminares

A primeira configuração avaliada, explicitada anteriormente na Tabela 3.2 e no Esquemático 1 (Capítulo 3), considera os equipamentos do setor de moagem operados por meio de turbo-acionamentos a vapor.

Nessa situação, é considerada a operação da planta com as características operacionais originais, tem-se uma produção global de vapor inicialmente equivalente a 172,2 tv/h. Essa vazão é distribuída da seguinte forma:

- 73,2 tv/hora (vazão inicialmente fixa) na 1ª extração controlada da turbina, a 21 bar, para atendimento direto aos equipamentos do setor de moagem, cuja descarga a 2,5 bar irá complementar a vazão de vapor necessária aos processos de trocas térmicas da planta;
- 79 tv/hora (vazão inicialmente fixa) na 2ª extração controlada da turbina, a 2,5 bar, para atendimento direto aos processos de trocas térmicas da planta e para o suprimento de vapor ao *chiller* de absorção (3,4 tv/h), por meio de válvula redutora de pressão; conjuntamente com a vazão de 73,2 tv/h descarregada na moagem a 2,5 bar, será totalizada a vazão de 148,8 tv/hora para trocas térmicas nos processos;
- 20 tv/hora (vazão inicialmente fixa, porém, passível de variação) no último estágio (escape) da turbina, a 0,7 bar, para condensação; essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador).

Diante dessa reconfiguração, e com base nas informações das variáveis de processo (vazões, pressões, temperaturas) informadas na fonte referencial já citada no Capítulo 3 [Fiomari (2004)] e em algumas adaptações, ajustes e recálculos realizados pelo autor, montou-se inicialmente a Tabela 4.1, apresentada no subitem 4.1.2, contemplando os parâmetros operativos e os valores das entalpias específicas determinadas com base nas tabelas de propriedades termodinâmicas (rastreadas ao NIST – *National Institute of Standards and Technology*).

**Tabela 4.1 –Parâmetros operacionais iniciais da planta - moagem acionada por turbo-acionamentos a vapor (base: Esquemático 1 – Figura 3.1).**

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa original)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Saída de vapor da caldeira / entrada da turbina	172,2	47,83	63	490	3.395,0	Essa vazão mássica varia em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape) da turbina.
Saída de vapor na 1ª extração controlada da turbina	73,2	20,33	21	320	3.067,0	Vazão fixa.
Saída de vapor na 2ª extração controlada da turbina	79	21,94	2,5	147	2.759,0	Vazão fixa.
Saída de vapor no último estágio (escape) da turbina	20	5,56	0,7	40 (x=1)	2.574,0	Essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador ).
Entrada de vapor no condensador	20	5,56	0,7	40 (x=1)	2.574,0	Essas vazões podem ser variadas para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador .
Saída de condensado do condensador (CX-1)	20	5,56	0,7	39 (x=0)	163,4	
Saída da bomba de condensado após o condensador (B1)	20	5,56	4,9	39,6	166,3	
Condensado que sai da bomba após o condensador e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)	18 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	5 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	4,9	39,6	166,3	---

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa original)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Entrada geral de vapor nos turbo-acionamentos da moagem	73,2	20,33	21	320	3.067,0	Vazão fixa.
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem PICADOR	14,7	4,08	2,5	185	2.837,0	Vazão fixa.
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem DESFIBRADOR	14,7	4,08	2,5	185	2.837,0	Vazão fixa.
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 1/2	15	4,17	2,5	194	2.856,0	Vazão fixa.
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 3/4	14,4	4,00	2,5	194	2.856,0	Vazão fixa.
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 5/6	14,4	4,00	2,5	194	2.856,0	Vazão fixa.
Entrada de vapor no gerador do <i>chiller</i> de absorção (após VRP-3)	3,4	0,94	1,05	101 (x=1)	2.678,0	Vazão fixa.
Saída de condensado do gerador do <i>chiller</i> de absorção	3,4	0,94	1	85	355,9	Vazão fixa.
Condensado que sai do gerador do <i>chiller</i> e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)	3,06 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	0,85 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	1	85	355,9	No Esquemático 1 as perdas (de vapor e condensado em processos e instalações) estão indicadas após todos os processos, imediatamente antes da caixa CX-2 (artifício adotado para melhor sistematização e facilitação das análises).
Entrada de vapor nos processos térmicos	148,8	41,33	2,5	135	2.733,0	---

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa original)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Saída de condensado dos processos térmicos	133,92 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	37,20 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	1	99,6	417,3	No Esquemático 1 as perdas (de vapor e condensado em processos e instalações) estão indicadas após todos os processos, imediatamente antes da caixa CX-2 (artifício adotado para melhor sistematização e facilitação das análises).
Saída de condensado da bomba de condensado (B2) após os processos térmicos			4,9	100	419,3	
Condensado que sai dos processos térmicos e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)			4,9	100	419,3	
Entrada da água de reposição na caixa de coleta de condensado (CX-2) (reposição de 10 % de perdas gerais + compensação de 3 % de purga na caldeira)	22,39	6,22	4,9	80	334,9	Essa vazão varia para menos ou para mais em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape da turbina).
Saída de água da caixa de coleta de condensado (CX-2) e bombeamento para alimentação da caldeira (contempla a reposição de 10 % de perdas gerais + a compensação antecipada de 3 % de purga na caldeira)	177,37	49,27	80	91	387,9	Essa vazão varia para menos ou para mais em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape da turbina). Idem para a temperatura. Idem para a entalpia específica.

### 4.1.3 Análises, resultados e comentários

As análises concentraram-se em avaliações das condições de operação (considerando-se a moagem a vapor) para o período de safra e em um dia normal de operação buscando-se, primordialmente, quantificar a geração de energia elétrica, as eficiências operacionais, os índices de desempenho global da planta e as correlações entre as energias envolvidas e o consumo do insumo energético primário (bagaço de cana), para posterior comparação com a planta reconfigurada (moagem acionada por motores elétricos).

As premissas consideradas nas análises para essa configuração foram:

- vazões de vapor fixas nos processos (moagem e trocas térmicas);
- vazão de vapor fixa no *chiller* de absorção;
- vazão de vapor variável no último estágio (escape) da turbina, desde 0 tv/hora (abordagem apenas teórica) a até 47,8 tv/hora, perfazendo-se até 200 tv/hora de vapor produzido e turbinado (limites da caldeira e da turbina);
- demanda de potência elétrica própria da planta nesta configuração: 4,13 MW (ver Tabela 3.1 e subitem 3.3.4); esse valor foi considerado constante, embora na prática possa haver pequenas variações; e
- limitação da potência elétrica ativa gerada em 36 MW (limite teórico do gerador de 45 MVA para fator de potência operacional  $\geq 0,8$ ), admitindo-se ligeiras sobrecargas de até 2 %.

Os resultados são apresentados nos subitens a seguir.

#### 4.1.3.1 COP do *chiller* de absorção

[para carga térmica fixa = 390,18 TR, equivalente a 95,2 % da capacidade nominal (410 TR), e vazão de vapor fixa no gerador]

A potência térmica ( $\dot{Q}$ , calor) absorvida pelo gerador do *chiller* de absorção e entregue à solução  $H_2O+LiBr$  é calculada pela expressão 4.1 e apresentada na Tabela 4.2.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{VAPOR} \cdot (h_{VAPOR-ENTRADA} - h_{CONDENSADO-SAÍDA}) \quad (4.1)$$

**Tabela 4.2 – Potência térmica absorvida no gerador do *chiller* de absorção (moagem a vapor).**

Entrada no gerador	Vapor a 1,05 bar		
	m (kg/s)	h (kJ/kg)	T (°C)
	0,94	<b>2.678,00</b>	101
Saída do gerador	Condensado a 85°C		
	m (kg/s)	h (kJ/kg)	T (°C)
	0,94	<b>355,9</b>	85
			$\dot{Q}_g$ (kJ/s) (=kW <sub>TERM</sub> )
			<b>2.182,77</b>

A potência térmica ( $\dot{Q}$ , frio) cedida pelo evaporador do *chiller* de absorção à água recirculante é calculada pela expressão 4.2 e apresentada na Tabela 4.3.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\text{ÁGUA}} \cdot C_{p\text{MÉDIO}} (T_{\text{ÁGUA-ENTRADA}} - T_{\text{ÁGUA-SAÍDA}}) \quad (4.2)$$

**Tabela 4.3 – Potência térmica (frio) cedida no evaporador do *chiller* de absorção (moagem a vapor).**

Entrada no evaporador	Água a 12,2°C		
	m (kg/s)	Cp médio (kJ/kg.K)	T (°C)
	62,08	<b>4,194</b>	12,2
Saída do evaporador	Água a 6,7°C		
	m (kg/s)	Cp médio (kJ/kg.K)	T (°C)
	62,08	<b>4,194</b>	6,7
$\dot{Q}_{ev}$ (kJ/s) (=kW <sub>TERM</sub> )			<b>1.432</b>

- Determinação do COP térmico do *chiller* de absorção ( $\dot{Q}_{ev}/\dot{Q}_g$ )

$$\text{COP térmico} = 1.432 / 2.182,77 = \mathbf{0,656}.$$

O valor obtido para o COP térmico se compatibiliza com a faixa de valores típicos para *chillers* de absorção de simples efeito (entre 0,6 e 0,8, conforme já mencionado anteriormente neste trabalho).

- Determinação do COP real do *chiller* de absorção [ $\dot{Q}_{ev} / (\dot{Q}_g + \dot{W})$ ]

As potências efetivas absorvidas pelo sistema sob a forma de trabalho (equipamentos elétricos internos ao *chiller* e equipamentos periféricos externos), já definidas anteriormente, encontram-se indicadas na Tabela 4.4. Com base em tais potências, torna-se possível determinar o COP real do sistema.

**Tabela 4.4 - Equipamentos elétricos internos ao *chiller* e equipamentos periféricos externos (moagem a vapor).**

Equipamento	Motor	kWe (efetivos)
Elétrica <i>chiller</i>	Bombas internas	7,3
Bomba BAG (água gelada)	25 cv	18,1
Bomba BAC/RESF. (água de condensação e resfriamento)	12,5 cv	8,1
Exaustor TORRE	20 cv	16,34
Totalização		<b>49,84</b>

Sendo assim, o **COP real** equivale a  $1.432 / (2.182,77 + 49,84) = \mathbf{0,641}$ .

Por considerar a energia elétrica consumida no bombeamento de água gelada e no sistema de água de resfriamento/condensação (bomba e exaustor da torre de resfriamento), O COP real é, obviamente, inferior ao COP térmico.

#### 4.1.3.2 Eficiência térmica da caldeira

A eficiência térmica (de uma caldeira) significa, de maneira objetiva e sucinta, a fração da energia liberada na câmara de combustão (fornalha), por meio da queima do combustível, que é efetivamente transferida ao fluido de trabalho (água/vapor). Quanto maior for esse índice, mais eficiente será a caldeira no processo de conversão de energia. A eficiência térmica é afetada principalmente pelas características construtivas do equipamento, pelas características do combustível utilizado e por diversos tipos de perdas (de calor) que podem ocorrer.

A eficiência térmica da caldeira para cada condição de operação nesta configuração (considerada a variação da vazão de vapor no escape da turbina) foi determinada com base no método direto, por meio da expressão a seguir.

$$\eta (\%) = [ \dot{m}_{VAPOR} \cdot (h_{VAPOR} - h_{ÁGUA}) / (\dot{m}_{BAGAÇO} \cdot PCI_{BAGAÇO}) ] \cdot 100 \quad (4.3)$$

A vazão mássica do vapor produzido a 63 bar/490°C (equivalente à vazão mássica da água efetivamente submetida à vaporização) foi determinada para cada vazão de vapor no escape da turbina (0 a 47,8 tv/hora), variando de 152,2 kgv/h (42,28 kgv/s) a 200 kgv/h (55,56 kgv/s). Para a determinação das entalpias da água de alimentação, foram consideradas, como premissas, o bombeamento a 80 bar (dado de processo) e a mistura (na caixa CX-2 do Esquemático 1) das seguintes vazões:

- vazão fixa de condensado proveniente dos processos de trocas térmicas, equivalente a 148,8 tc/h – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- vazão fixa de condensado proveniente do gerador do *chiller* de absorção equivalente a 3,4 tc/h – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- vazão variável de condensado proveniente do condensador, equivalente à vazão considerada a cada variação – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- o percentual de 13 % de reposição de água pré-aquecida à temperatura fixa de 80 °C (esse percentual leva em conta as perdas assumidas/admitidas de 10 % de vapor e condensado em equipamentos e instalações e a compensação antecipada de 3 % de purga contínua na caldeira); e
- vazão mássica do bagaço de cana na caldeira (com 50 % de umidade, PCI = 7.584 kJ/kg) determinada com base no índice típico adotado neste trabalho, equivalente a 0,5 tonelada de bagaço queimado por tonelada de vapor produzido na caldeira.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.5. As condições operativas originais estão assinaladas na coluna destacada em amarelo.

**Tabela 4.5 – Determinação da eficiência térmica da caldeira a cada condição operativa (moagem a vapor).**

Vazão mássica de vapor no escape da turbina	tv/h	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	47,8
Vazão mássica de água/vapor na caldeira	tv/h	152,2	157,2	162,2	167,2	172,2	177,2	182,2	187,2	192,2	197,2	200
	kg/s	42,28	43,67	45,06	46,44	47,83	49,22	50,61	52,00	53,39	54,78	55,56
Entalpia do vapor produzido (63 bar/490°C)	kJ/kg	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395
Temperatura da água de alimentação	°C	97,3	95,6	94,0	92,6	91,2	89,9	88,6	87,5	86,4	85,3	84,8
Entalpia da água de alimentação (a 80 bar)	kJ/kg	413,4	406,4	399,9	393,8	388,0	382,5	377,4	366,3	367,8	363,5	361,1
Vazão mássica do bagaço de cana	kgb/s	21,14	21,83	22,53	23,22	23,92	24,61	25,31	26,00	26,69	27,39	27,78
PCI do bagaço	kJ/kg	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584
<b>EFICIÊNCIA DA CALDEIRA (Método Direto)</b>	<b>%</b>	<b>78,63</b>	<b>78,81</b>	<b>78,98</b>	<b>79,15</b>	<b>79,30</b>	<b>79,44</b>	<b>79,58</b>	<b>79,87</b>	<b>79,83</b>	<b>79,94</b>	<b>80,01</b>

**Nota:**

A eficiência de combustão, que traduz a medida de quão eficazmente um dispositivo consome e queima o combustível nele introduzido, não foi abordada neste trabalho. De qualquer modo, ressalta-se que, idealmente, a eficiência de combustão seria 100 %, significando a queima completa. Porém, na prática, não se alcança o percentual de 100 % e, quanto menor for esse índice, menos eficiente será o dispositivo. A eficiência de combustão é afetada principalmente pela composição química do combustível e pela quantidade de oxigênio (comburente) presente na queima.

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.5, verifica-se que a eficiência térmica da caldeira na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) sofre ligeiros acréscimos à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor. Isso pode ser explicado pelo fato de que, considera-se a produção de vapor mantida a 63 bar/490°C e a entalpia da água de alimentação (bombeada para a caldeira a 80 bar) se reduz com o aumento da vazão do condensado que retorna a 39,6°C à caixa de coleta CX-2 (ver Esquemático 1). Essa situação incorre na redução gradual da temperatura resultante da água nessa caixa a cada condição operativa.

O comportamento é o mesmo que ocorre para a configuração da planta modificada (moagem acionada por motores elétricos), como será visto mais adiante.

#### 4.1.3.3 Conversão de energia na turbina

Os índices de desempenho operacional relativos à turbina em cada condição de operação (considerada a variação da vazão de vapor no escape) foram quantificados de duas formas distintas, a saber:

- por meio do cálculo do percentual da energia térmica/entálpica efetivamente convertida em trabalho mecânico em seu eixo:

$$\dot{W}_{MEC}(\%) = \frac{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA} - \sum \dot{m}_{VAPOR-SAÍDA} \cdot h_{VAPOR-SAÍDA}}{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA}} \cdot 100 \quad (4.4)$$

- por meio do cálculo do percentual da energia térmica/entálpica remanescente disponibilizada à saída da turbina após a geração de energia mecânica em seu eixo:

$$\dot{Q}_{SAÍDA}(\%) = \frac{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA} - \dot{W}_{MEC}}{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA}} \cdot 100 \quad (4.5)$$

A vazão mássica do vapor à entrada da turbina foi determinada para cada vazão de vapor no escape da turbina (0 a 47,8 tv/hora), variando de 152,2 kgv/h (42,28 kgv/s) a 200 kgv/h (55,56 kgv/s). As entalpias do vapor à entrada da turbina e em cada estágio de saída (extrações e escape) foram apresentadas na Tabela 4.1, subitem 4.1.1.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.6. As condições operativas originais estão assinaladas na coluna destacada em amarelo.

**Tabela 4.6 – Desempenho energético da turbina em cada condição operativa (moagem a vapor).**

Vazão mássica de vapor no escape da turbina	tv/h	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	47,8
	kgv/s	0	1,39	2,78	4,17	5,56	6,94	8,33	9,72	11,11	12,5	13,28
Vazão mássica de vapor na entrada da turbina	tv/h	152,2	157,2	162,2	167,2	172,2	177,2	182,2	187,2	192,2	197,2	200
	kgv/s	42,28	43,67	45,06	46,44	47,83	49,22	50,61	52,00	53,39	54,78	55,56
Entalpia do vapor (63 bar/490°C)	kJ/kg	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395
Vazão mássica de vapor na 1ª extração (21 bar/320°C)	tv/h	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2	73,2
	kgv/s	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33	20,33
Entalpia do vapor na 1ª extração (21 bar/320°C)	kJ/kg	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067	3.067
Vazão mássica de vapor na 2ª extração (2,5 bar/147°C)	tv/h	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79
	kgv/s	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94	21,94
Entalpia do vapor na 1ª extração (2,5 bar/147°C)	kJ/kg	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759
Entalpia do vapor no escape (0,7 bar/40°C)	kJ/kg	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574
Energia convertida em trabalho mecânico no eixo da turbina	kW	20.626	21.766	22.906	24.047	25.187	26.327	27.467	28.608	29.748	30.888	31.527
	%	14,4	14,7	15	15,2	15,5	15,8	16	16,2	16,4	16,6	16,7
Energia térmica / entálpica remanescente à saída da turbina (incluindo o escape)	kJ/s	122.907	126.482	130.057	133.632	137.207	140.782	144.357	147.932	151.507	155.082	157.084
	%	85,6	85,3	85	84,8	84,5	84,2	84	83,8	83,6	83,4	83,3

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.6, verifica-se que:

- a energia térmica/entálpica convertida em trabalho mecânico efetivo no eixo da turbina na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) aumenta gradualmente à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor; isso ocorre já que a energia do vapor admitido à entrada da turbina aumenta em proporção superior à energia global de saída do vapor nas extrações e no escape (note-se que as vazões na 1ª e 2ª extrações, bem como todas as entalpias específicas à entrada e à saída da turbina, são mantidas fixas a cada variação da vazão no escape); e
- a energia térmica/entálpica disponibilizada à saída da turbina (após o vapor ser turbinado) na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) aumenta gradualmente à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor; isso ocorre devido ao aumento da vazão global do vapor extraído da turbina (somadas as vazões da 1ª e 2ª extrações, e do escape, sendo mantidas suas respectivas entalpias específicas), com a conseqüente elevação da energia de saída.

Embora o comportamento seja o mesmo que ocorre para a configuração da planta modificada (moagem acionada por motores elétricos), os valores diferem a cada condição operativa, como será visto mais adiante.

#### 4.1.3.4 Potência elétrica gerada (total e excedente)

Os montantes de potência elétrica gerada (quantificada como o potencial de produção de potência ativa em  $kW_{ELE}$  nos terminais do gerador em cada situação) foram determinados considerando-se:

- a potência mecânica ( $kW_{MEC}$ ) produzida no eixo da turbina para cada vazão de vapor no escape (valores já apresentados na Tabela 4.6); e
- a contabilização de valores de rendimento ( $\eta$ ) típicos para o redutor mecânico (interposto entre turbina e gerador) e para o próprio gerador; os rendimentos considerados foram fixados em valores equivalentes a 0,985 e 0,97, respectivamente.

O potencial de potência elétrica gerada foi calculado com base na seguinte expressão:

$$kW_{ELE-TOTAL} = \frac{kW_{MEC}}{\eta_{REDUTOR} \cdot \eta_{GERADOR}} \quad (4.6)$$

O potencial de potência elétrica gerada excedente (para comercialização) foi calculado com base na seguinte expressão:

$$kW_{ELE-EXCEDENTE} = kW_{ELE-TOTAL} - kW_{ELE-PRÓPRIO} \quad (4.7)$$

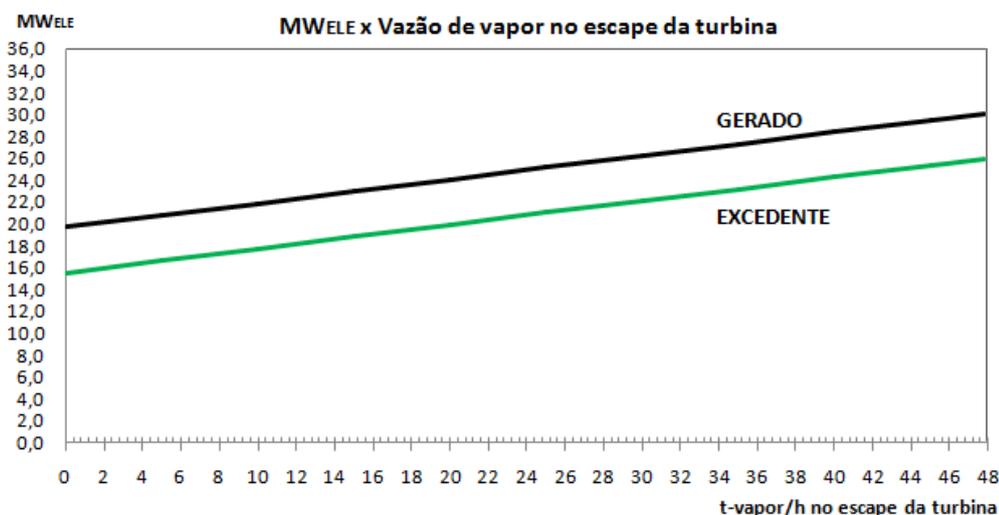
Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.7. Os valores das potências já estão convertidos para  $MW_{ELE}$ . As condições operativas originais estão assinaladas na coluna destacada em amarelo.

**Tabela 4.7 – Geração de potência elétrica em cada condição operativa (moagem a vapor).**

t-vapor/hora		$MW_{ELE}$ total gerado	% de carga do gerador	$MW_{ELE}$ próprio	% de carga do gerador	$MW_{ELE}$ excedente	% de carga do gerador
ESCAPE	GLOBAL						
0	152,2	19,7071	54,74	4,1326	11,48	15,5745	43,26
5	157,2	20,7966	57,77	4,1326	11,48	16,6640	46,29
10	162,2	21,8861	60,79	4,1326	11,48	17,7535	49,32
15	167,2	22,9756	63,82	4,1326	11,48	18,8430	52,34
20	172,2	24,0650	66,85	4,1326	11,48	19,9324	55,37
25	177,2	25,1545	69,87	4,1326	11,48	21,0219	58,39
30	182,2	26,2440	72,90	4,1326	11,48	22,1114	61,42
35	187,2	27,3335	75,93	4,1326	11,48	23,2009	64,45
40	192,2	28,4229	78,95	4,1326	11,48	24,2903	67,47
45	197,2	29,5124	81,98	4,1326	11,48	25,3798	70,50
47,8	200	30,1226	83,67	4,1326	11,48	25,9900	72,19

Pelos resultados da Tabela 4.7, é possível calcular que a potência elétrica excedente atingiu uma representatividade entre, aproximadamente, 79 e 86 % da potência total gerada na faixa de vazões de vapor considerada.

No gráfico da Figura 4.1, pode-se visualizar o comportamento crescente e linear do potencial de geração de potência elétrica (global e excedente) em função da variação da vazão do vapor no escape da turbina.



**Figura 4.1 – Potencial de geração de energia elétrica x vazão de vapor no escape da turbina (moagem a vapor).**  
(elaborada pelo autor)

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.7 e na Figura 4.1, observa-se que:

- como esperado, a potência gerada nos terminais do gerador é diretamente (linearmente) proporcional à vazão de vapor no escape da turbina, bem como à vazão global de vapor;
- na configuração avaliada, e considerada a máxima vazão de vapor possível na planta (equivalente à capacidade máxima de produção da caldeira), há um potencial de geração de potência elétrica ativa que representa, no limite, 83,67 % da potência nominal do gerador; e
- a potência ativa excedente disponibilizável para comercialização atinge praticamente 26 MW, correspondendo a cerca de 72 % da potência nominal do gerador para as condições especificadas.

Embora o comportamento seja o mesmo que ocorre para a configuração da planta modificada (moagem acionada por motores elétricos), os valores diferem a cada condição operativa, como será visto mais adiante.

#### 4.1.3.5 Índices de desempenho global da planta

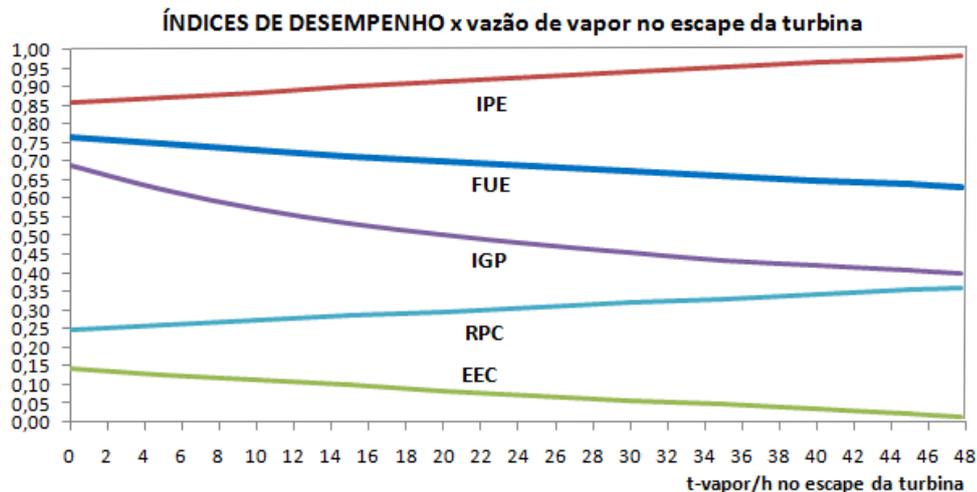
Nas análises buscou-se quantificar os índices de desempenho aplicáveis a sistemas de cogeração/trigeração, tais como o FUE, o IPE, o EEC, o IGP e o RPC (todos eles já definidos no Capítulo 2 deste trabalho). Tais índices foram calculados para cada condição de operação (considerada a variação da vazão de vapor no escape da turbina) com base nas expressões apresentadas ao longo do subitem 2.4.9.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.8.

**Tabela 4.8 – Índices de desempenho global da planta de co/trigeração em cada condição operativa (moagem a vapor).**

t-vapor/hora		FUE	IPE	EEC	IGP	RPC
ESCAPE	GLOBAL					
0	152,2	0,7644	0,8573	0,1427	0,6880	0,2505
5	157,2	0,7470	0,8722	0,1278	0,6229	0,2621
10	162,2	0,7306	0,8866	0,1134	0,5735	0,2737
15	167,2	0,7152	0,9006	0,0994	0,5348	0,2854
20	172,2	0,7008	0,9142	0,0858	0,5036	0,2970
25	177,2	0,6871	0,9274	0,0726	0,4779	0,3086
30	182,2	0,6742	0,9403	0,0597	0,4564	0,3203
35	187,2	0,6620	0,9528	0,0472	0,4367	0,3319
40	192,2	0,6504	0,9649	0,0351	0,4225	0,3435
45	197,2	0,6394	0,9767	0,0233	0,4089	0,3552
47,8	200	0,6335	0,9832	0,0168	0,4020	0,3617

No gráfico da Figura 4.2, pode-se visualizar a evolução dos índices globais de desempenho em função da vazão de vapor no escape da turbina.



**Figura 4.2 – Índices de desempenho global x vazão de vapor no escape da turbina (moagem a vapor).**  
(elaborada pelo autor)

No que se refere aos índices de desempenho globais da planta nota-se, pela Tabela 4.8 e pela Figura 4.2, que:

- o FUE (Fator de Utilização de Energia) varia entre 76,4 % (valor relativamente elevado) na condição de menor vazão de vapor global na planta, e 63,4 % para a maior vazão global, decrescendo com o aumento da vazão; note-se que o valor teórico máximo para o FUE é da ordem de 85 % conforme mencionado no Capítulo 2;
- o IGP (Índice de Geração de Potência) também decresce com o aumento da vazão de vapor; seu comportamento evidencia que a planta apresenta uma elevada geração de potência (mecânica e elétrica) para vazões menores;
- o IPE (Índice de Poupansa de Energia), inferior a 1 para todas as condições de vazão de vapor, revela que a planta economiza energia se comparada a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e energia térmica;

- o EEC (Energia a Economizar com a Cogeração), índice atrelado ao IPE, demonstra que a energia economizada devido à cogeração varia entre aproximadamente 14 % (na condição de menor vazão de vapor) e aproximadamente 1,7 % (na condição de maior vazão); e
- considerada a vazão de vapor desde o mínimo até o máximo, a planta produz entre 25 e 36,2 % da energia sob a forma de energia mecânica e eletricidade (o restante refere-se à energia térmica), conforme evidencia a evolução do RPC (Relação Potência Calor).

Embora o comportamento seja o mesmo que ocorre para a configuração da planta modificada (moagem acionada por motores elétricos), os valores diferem a cada condição operativa, como será visto mais adiante.

#### 4.1.3.6 Correlações entre parâmetros operacionais

As análises também contemplaram, para cada situação operativa, a quantificação de correlações entre alguns parâmetros operacionais da planta. Foram calculadas as correlações entre o potencial de geração de potência elétrica (geração global e excedente para comercialização) e a quantidade de cana necessária para moagem, a quantidade de bagaço de cana extraído na moagem e a vazão horária do vapor produzido.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, estabeleceram os índices apresentados na Tabela 4.9.

**Tabela 4.9 – Correlações entre parâmetros operacionais em cada condição operativa (moagem a vapor).**

t-vapor/hora		t-cana por hora	t-bagaço por hora	kW <sub>ELE</sub> /t-cana		kW <sub>ELE</sub> /t-bagaço		kW <sub>ELE</sub> /t-vapor	
ESCAPE	GLOBAL			gerado	excedente	gerado	excedente	gerado	excedente
0	152,2	304,40	76,10	64,74	51,16	258,96	204,66	129,48	102,33
5	157,2	314,40	78,60	66,15	53,00	264,59	212,01	132,29	106,01
10	162,2	334,40	83,60	67,47	54,73	269,87	218,91	134,93	109,45
15	167,2	344,40	86,10	68,71	56,35	274,83	225,39	137,41	112,70
20	172,2	354,40	88,60	69,88	57,88	279,50	231,50	139,75	115,75
25	177,2	364,40	91,10	70,98	59,32	283,91	237,27	141,96	118,63
30	182,2	374,40	93,60	72,02	60,68	288,08	242,72	144,04	121,36
35	187,2	374,40	93,60	73,01	61,97	292,02	247,87	146,01	123,94
40	192,2	384,40	96,10	73,94	63,19	295,76	252,76	147,88	126,38
45	197,2	394,40	98,60	74,83	64,35	299,31	257,40	149,66	128,70
47,8	200	400,00	100,00	75,31	64,97	301,23	259,90	150,61	129,95

No que se refere aos índices de desempenho globais da planta nota-se, pela Tabela 4.9, que todos os parâmetros abordados (geração de potência elétrica total ou excedente em função da massa de cana moída, da massa de bagaço extraída na moagem e queimada na caldeira e da produção de vapor) se elevam com a elevação da vazão de vapor. No que se refere aos excedentes de energia elétrica para comercialização, as variações são:

- kW<sub>ELE</sub>/t-cana: de 51,16 a 64,97;
- kW<sub>ELE</sub>/t-bagaço: de 204,66 a 259,9;
- kW<sub>ELE</sub>/t-vapor: de 102,33 a 129,95.

Os resultados obtidos apontam que, na configuração avaliada (moagem a vapor), a planta em questão opera com índices bem acima da média nacional, porém, inferiores aos obtidos em plantas mais otimizadas (ver Nota a seguir).

**Nota:** De acordo com informações recentes divulgadas por NovaCana (2019), a capacidade de geração de energia elétrica total por tonelada de cana efetivamente moída apresenta grandes variações em cada região do Brasil e, em média, as usinas brasileiras produzem pouca eletricidade em relação à moagem da cana. A média equivale a aproximadamente 34 kWh/t-cana (safra 2017/2018) e é considerada bastante baixa. Avaliando-se o desempenho de usinas dos seis maiores grupos cogeneradores do país [Raízen, Atvos (antiga Odebrecht Agroindustrial), Biosev, Tereos Açúcar e Energia, São Martinho e Adecoagro], a planta com o melhor resultado atingiu o patamar de 96 kWh/t-cana.

## **4.2 Planta de co/trigeração na configuração operativa modificada (moagem com acionamentos por motores elétricos)**

### **4.2.1 Considerações preliminares**

A segunda configuração avaliada, explicitada anteriormente na Tabela 3.3 e no Esquemático 2 (Capítulo 3), considera os equipamentos do setor de moagem acionados por motores elétricos.

Nessa situação, tem-se uma produção global de vapor inicialmente equivalente a 172,2 tv/h. Essa vazão é distribuída da seguinte forma:

- 152,2 tv/hora (vazão fixa) na 2ª extração controlada da turbina, a 2,5 bar, para atendimento direto aos processos de trocas térmicas da planta (148,8 tv/h) e para o suprimento de vapor ao *chiller* de absorção (3,4 tv/h), por meio de válvula redutora de pressão; e
- 20 tv/hora (vazão inicialmente fixa, porém, passível de variação) no último estágio (escape) da turbina, a 0,7 bar, para condensação; essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador).

Note-se que, nessa configuração, a 1ª extração controlada da turbina encontra-se fechada/bloqueada, uma vez que não há demanda de vapor a 21 bar (turbo-acionamentos da moagem substituídos por motores elétricos).

Diante dessa reconfiguração, e com base nas informações das variáveis de processo (vazões, pressões, temperaturas) informadas na fonte referencial já citada no Capítulo 3 [Fioimari (2004)] e em algumas adaptações, ajustes e recálculos realizados pelo autor, montou-se inicialmente a Tabela 4.10, apresentada no subitem 4.2.2, contemplando os parâmetros operativos e os valores das entalpias específicas determinadas com base nas tabelas de propriedades termodinâmicas (rastreadas ao NIST – *National Institute of Standards and Technology*).

#### 4.2.2 Tabela de parâmetros operacionais da planta

Tabela 4.10 – Parâmetros operacionais iniciais da planta - moagem acionada por motores elétricos (base: Esquemático 2 – Figura 3.2).

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa modificada)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Saída de vapor da caldeira / entrada da turbina	172,2	47,83	63	490	3.395,0	Essa vazão mássica varia em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape) da turbina.
Saída de vapor na 1ª extração controlada da turbina	0	0	---	---	---	A 1ª extração controlada da turbina encontra-se fechada/bloqueada, uma vez que não há demanda de vapor a 21 bar. (turbo-acionamentos da moagem substituídos por motores elétricos).
Saída de vapor na 2ª extração controlada da turbina	152,2	21,94	2,5	147	2.759,0	Vazão fixa.
Saída de vapor no último estágio (escape) da turbina	20	5,56	0,7	40 (x=1)	2.574,0	Essa vazão pode ser variada para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador).
Entrada de vapor no condensador	20	5,56	0,7	40 (x=1)	2.574,0	Essas vazões podem ser variadas para menos ou para mais possibilitando ajustes na geração de energia elétrica, respeitados os limites de produção de vapor na caldeira, de vazão de vapor na turbina e o limite de potência gerada no gerador .
Saída de condensado do condensador (CX-1)	20	5,56	0,7	39 (x=0)	163,4	
Saída da bomba de condensado após o condensador (B1)	20	5,56	4,9	39,6	166,3	

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa modificada)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Condensado que sai da bomba após o condensador e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)	18 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	5 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	4,9	39,6	166,3	---
Entrada geral de vapor nos turbo-acionamentos da moagem	0	0	---	---	---	Nessa configuração não há demanda de vapor a 21 bar. (turbo-acionamentos da moagem substituídos por motores elétricos)
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem PICADOR	0	0	---	---	---	
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem DESFIBRADOR	0	0	---	---	---	
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 1/2	0	0	---	---	---	
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 3/4	0	0	---	---	---	
Saída de vapor do turbo-acionamento da moagem MOENDA - TERNOS 5/6	0	0	---	---	---	
Entrada de vapor no gerador do <i>chiller</i> de absorção (após VRP-3)	3,4	0,94	1,05	101 (x=1)	2.678,0	Vazão fixa.
Saída de condensado do gerador do <i>chiller</i> de absorção	3,4	0,94	1	85	355,9	Vazão fixa.

Ponto da planta	Vazão mássica de vapor (na configuração operativa modificada)		Pressão (bar)	Temperatura °C	Entalpia específica kJ/kg	Observações / Comentários
	tv/h	kgv/s				
Condensado que sai do gerador do <i>chiller</i> e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)	3,06 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	0,85 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	1	85	355,9	No Esquemático 1 as perdas (de vapor e condensado em processos e instalações) estão indicadas após todos os processos, imediatamente antes da caixa CX-2 (artifício adotado para melhor sistematização e facilitação das análises).
Entrada de vapor nos processos térmicos	148,8	41,33	2,5	135	2.733,0	---
Saída de condensado dos processos térmicos	133,92 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	37,20 (90% da vazão devido às perdas admitidas / consideradas para o sistema)	1	99,6	417,3	No Esquemático 1 as perdas (de vapor e condensado em processos e instalações) estão indicadas após todos os processos, imediatamente antes da caixa CX-2 (artifício adotado para melhor sistematização e facilitação das análises).
Saída de condensado da bomba de condensado (B2) após os processos térmicos			4,9	100	419,3	
Condensado que sai dos processos térmicos e entra na caixa de coleta de condensado (CX-2)			4,9	100	419,3	
Entrada da água de reposição na caixa de coleta de condensado (CX-2) (reposição de 10 % de perdas gerais + compensação de 3 % de purga na caldeira)	22,39	6,22	4,9	80	334,9	Essa vazão varia para menos ou para mais em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape da turbina).
Saída de água da caixa de coleta de condensado (CX-2) e bombeamento para alimentação da caldeira (contempla a reposição de 10 % de perdas gerais + a compensação antecipada de 3 % de purga na caldeira)	177,37	49,27	80	91	387,9	Essa vazão varia para menos ou para mais em função da variação da vazão de vapor no último estágio (escape da turbina). Idem para a temperatura. Idem para a entalpia específica.

### 4.2.3 Análises, resultados e comentários

As análises concentraram-se em avaliações das condições de operação (considerando-se a moagem a vapor) para o período de safra e em um dia normal de operação buscando-se, primordialmente, quantificar a geração de energia elétrica, as eficiências operacionais, os índices de desempenho global da planta e as correlações entre as energias envolvidas e o consumo do insumo energético primário (bagaço de cana), para posterior comparação com a planta reconfigurada (moagem acionada por motores elétricos).

As premissas consideradas nas análises foram:

- vazão de vapor fixa nos processos (trocas térmicas);
- moagem acionada por motores elétricos;
- vazão de vapor fixa no *chiller* de absorção;
- vazão de vapor variável no último estágio (escape) da turbina, desde 0 tv/hora (abordagem apenas teórica) a até 47,8 tv/hora, perfazendo-se até 200 tv/hora de vapor produzido e turbinado (limites da caldeira e da turbina);
- demanda de potência elétrica própria da planta nesta configuração: 8,49 MW<sub>ELE</sub>, incluindo os motores elétricos da moagem; esse valor foi considerado constante (embora na prática possa haver pequenas variações) e calculado somando-se a demanda própria da planta na condição operativa original (4,13 MW<sub>ELE</sub>, mais precisamente 4.132,8 kW<sub>ELE</sub>) à demanda adicional decorrente do acionamento dos equipamentos da moagem por motores elétricos com rendimentos estimados em 90 % (kW<sub>ELE-MOAGEM</sub> = 3.919,28 kW<sub>MEC-MOAGEM</sub> / 0,9 = 4.354,75 kW<sub>ELE-MOAGEM</sub>); e
- limitação da potência elétrica ativa gerada em 36 MW (limite teórico do gerador de 45 MVA para fator de potência operacional ≥ 0,8), admitindo-se ligeiras sobrecargas de até 2 % (premissa adotada pelo autor).

Os resultados são apresentados nos subitens a seguir.

#### 4.2.3.1 COP do *chiller* de absorção

[para carga térmica fixa = 390,18 TR, equivalente a 95,2 % da capacidade nominal (410 TR), e vazão de vapor fixa no gerador]

A potência térmica ( $\dot{Q}_g$ , calor) absorvida pelo gerador do *chiller* de absorção e entregue à solução  $H_2O+LiBr$  é calculada pela expressão 4.8 e apresentada na Tabela 4.11.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{VAPOR} \cdot (h_{VAPOR-ENTRADA} - h_{CONDENSADO-SAÍDA}) \quad (4.8)$$

**Tabela 4.11 – Potência térmica absorvida no gerador do *chiller* de absorção (moagem eletrificada).**

Entrada no gerador	Vapor a 1,05 bar		
	m (kg/s)	h (kJ/kg)	T (°C)
	0,94	<b>2.678,00</b>	101
Saída do gerador	Condensado a 85°C		
	m (kg/s)	h (kJ/kg)	T (°C)
	0,94	<b>355,9</b>	85
		$\dot{Q}_g$ (kJ/s) (=kW <sub>TERM</sub> )	<b>2.182,77</b>

A potência térmica ( $\dot{Q}_{ev}$ , frio) cedida pelo evaporador do *chiller* de absorção à água recirculante é calculada pela expressão 4.9 e apresentada na Tabela 4.12.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\text{ÁGUA}} \cdot C_{p\text{MÉDIO}} (T_{\text{ÁGUA-ENTRADA}} - T_{\text{ÁGUA-SAÍDA}}) \quad (4.9)$$

**Tabela 4.12 – Potência térmica (frio) cedida no evaporador do *chiller* de absorção (moagem eletrificada).**

Entrada no evaporador	Água a 12,2°C		
	m (kg/s)	Cp médio (kJ/kg.K)	T (°C)
	62,08	4,194	12,2
Saída do evaporador	Água a 6,7°C		
	m (kg/s)	Cp médio (kJ/kg.K)	T (°C)
	62,08	4,194	6,7
$\dot{Q}_{ev}$ (kJ/s) (=kW <sub>TERM</sub> )			1.432

- Determinação do COP térmico do *chiller* de absorção ( $\dot{Q}_{ev}/\dot{Q}_g$ )

$$\text{COP térmico} = 1.432 / 2.182,77 = \mathbf{0,656}.$$

O valor obtido para o COP térmico se compatibiliza com a faixa de valores típicos para *chillers* de absorção de simples efeito (entre 0,6 e 0,8, conforme já mencionado anteriormente neste trabalho).

- Determinação do COP real do *chiller* de absorção [ $\dot{Q}_{ev} / (\dot{Q}_g + \dot{W})$ ]

As potências efetivas absorvidas pelo sistema sob a forma de trabalho (equipamentos elétricos internos ao *chiller* e equipamentos periféricos externos), já definidas anteriormente, encontram-se indicadas na Tabela 4.13. Com base em tais potências, torna-se possível determinar o COP real do sistema.

**Tabela 4.13 - Equipamentos elétricos internos ao *chiller* e equipamentos periféricos externos (moagem eletrificada).**

Equipamento	Motor	kWe (efetivos)
Elétrica <i>chiller</i>	Bombas internas	7,3
Bomba BAG (água gelada)	25 cv	18,1
Bomba BAC/RESF. (água de condensação e resfriamento)	12,5 cv	8,1
Exaustor TORRE	20 cv	16,34
Totalização		<b>49,84</b>

Sendo assim, o **COP real** equivale a  $1.432 / (2.182,77 + 49,84) = \mathbf{0,641}$ .

Por considerar a energia elétrica consumida no bombeamento de água gelada e no sistema de água de resfriamento/condensação (bomba e exaustor da torre de resfriamento), O COP real é, obviamente, inferior ao COP térmico.

#### 4.2.3.2 Eficiência térmica da caldeira

No caso em análise, a eficiência térmica da caldeira para cada condição de operação nesta configuração (considerada a variação da vazão de vapor no escape da turbina) foi determinada com base no método direto, por meio da expressão a seguir.

$$\eta (\%) = [ \dot{m}_{VAPOR} \cdot (h_{VAPOR} - h_{ÁGUA}) / (\dot{m}_{BAGAÇO} \cdot PCI_{BAGAÇO}) ] \cdot 100 \quad (4.10)$$

A vazão mássica do vapor produzido a 63 bar/490°C (equivalente à vazão mássica da água efetivamente submetida à vaporização) foi determinada para cada vazão de vapor no escape da turbina (0 a 47,8 tv/hora), variando de 152,2 kgv/h (42,28 kgv/s) a 200 kgv/h (55,56 kgv/s).

Para a determinação das entalpias da água de alimentação, foram consideradas, como premissas, o bombeamento a 80 bar (dado de processo) e a mistura (na caixa CX-2 do Esquemático 1) das seguintes vazões:

- vazão fixa de condensado proveniente dos processos de trocas térmicas, equivalente a 148,8 tc/h – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- vazão fixa de condensado proveniente do gerador do *chiller* de absorção equivalente a 3,4 tc/h – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- vazão variável de condensado proveniente do condensador, equivalente à vazão considerada a cada variação – perdas de 10 % em equipamentos e instalações;
- o percentual de 13 % de reposição de água pré-aquecida à temperatura fixa de 80 °C (esse percentual leva em conta as perdas assumidas/admitidas de 10 % de vapor e condensado em equipamentos e instalações e a compensação antecipada de 3 % de purga contínua na caldeira); e
- vazão mássica do bagaço de cana na caldeira (com 50 % de umidade, PCI = 7.584 kJ/kg) determinada com base no índice típico adotado neste trabalho, equivalente a 0,5 tonelada de bagaço queimado por tonelada de vapor produzido na caldeira.

Os cálculos realizadas por meio de planilha específica elaborada pelo autor conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.14.

**Tabela 4.14 – Determinação da eficiência térmica da caldeira a cada condição operativa (moagem eletrificada).**

Vazão mássica de vapor no escape da turbina	tv/h	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	47,8
Vazão mássica de água/vapor na caldeira	tv/h	152,2	157,2	162,2	167,2	172,2	177,2	182,2	187,2	192,2	197,2	200
	kg/s	42,28	43,67	45,06	46,44	47,83	49,22	50,61	52,00	53,39	54,78	55,56
Entalpia do vapor produzido (63 bar/490°C)	kJ/kg	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395
Temperatura da água de alimentação	°C	97,3	95,6	94,0	92,6	91,2	89,9	88,6	87,5	86,4	85,3	84,8
Entalpia da água de alimentação (a 80 bar)	kJ/kg	413,4	406,4	399,9	393,8	388,0	382,5	377,4	366,3	367,8	363,5	361,1
Vazão mássica do bagaço de cana	kgb/s	21,14	21,83	22,53	23,22	23,92	24,61	25,31	26,00	26,69	27,39	27,78
PCI do bagaço	kJ/kg	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584	7.584
<b>EFICIÊNCIA DA CALDEIRA (Método Direto)</b>	<b>%</b>	<b>78,63</b>	<b>78,81</b>	<b>78,98</b>	<b>79,15</b>	<b>79,30</b>	<b>79,44</b>	<b>79,58</b>	<b>79,87</b>	<b>79,83</b>	<b>79,94</b>	<b>80,01</b>

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.14, verifica-se que a eficiência térmica da caldeira na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) sofre ligeiros

acréscimos à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor. Isso pode ser explicado pelo fato de que, considera-se a produção de vapor mantida a 63 bar/490°C e a entalpia da água de alimentação (bombeada para a caldeira a 80 bar) se reduz com o aumento da vazão do condensado que retorna a 39,6°C à caixa de coleta CX-2 (ver Esquemático 1). Essa situação incorre na redução gradual da temperatura resultante da água nessa caixa a cada condição operativa.

#### 4.2.3.3 Conversão de energia na turbina

Os índices de desempenho operacional relativos à turbina em cada condição de operação (considerada a variação da vazão de vapor no escape) foram quantificados de duas formas distintas, a saber:

- por meio do cálculo do percentual da energia térmica/entálpica efetivamente convertida em trabalho mecânico em seu eixo:

$$\dot{W}_{MEC}(\%) = \frac{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA} - \sum \dot{m}_{VAPOR-SAÍDA} \cdot h_{VAPOR-SAÍDA}}{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA}} \cdot 100 \quad (4.11)$$

- por meio do cálculo do percentual da energia térmica/entálpica remanescente disponibilizada à saída da turbina após a geração de energia mecânica em seu eixo:

$$\dot{Q}_{SAÍDA}(\%) = \frac{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA} - \dot{W}_{MEC}}{\dot{m}_{VAPOR-ENTRADA} \cdot h_{VAPOR-ENTRADA}} \cdot 100 \quad (4.12)$$

A vazão mássica do vapor à entrada da turbina foi determinada para cada vazão de vapor no escape da turbina (0 a 47,8 tv/hora), variando de 152,2 kgv/h (42,28 kgv/s) a 200 kgv/h (55,56 kgv/s). As entalpias do vapor à entrada da turbina e em cada estágio de saída (extrações e escape) foram apresentadas na Tabela 4.1, subitem 4.1.1.

Os cálculos, realizadas por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.15.

**Tabela 4.15 – Desempenho energético da turbina em cada condição operativa (moagem eletrificada).**

Vazão mássica de vapor no escape da turbina	tv/h	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	47,8
	kgv/s	0	1,39	2,78	4,17	5,56	6,94	8,33	9,72	11,11	12,5	13,28
Vazão mássica de vapor na entrada da turbina	tv/h	152,2	157,2	162,2	167,2	172,2	177,2	182,2	187,2	192,2	197,2	200
	kgv/s	42,28	43,67	45,06	46,44	47,83	49,22	50,61	52,00	53,39	54,78	55,56
Entalpia do vapor (63 bar/490°C)	<b>kJ/kg</b>	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395	3.395
Vazão mássica de vapor na 1ª extração (21 bar/320°C)	tv/h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	kgv/s	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Entalpia do vapo na 1ª extração (21 bar/320°C)	<b>kJ/kg</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vazão mássica de vapor na 2ª extração (2,5 bar/147°C)	tv/h	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2	152,2
	kgv/s	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28	42,28
Entalpia do vapor na 1ª extração (2,5 bar/147°C)	<b>kJ/kg</b>	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759	2.759
Entalpia do vapor no escape (0,7 bar/40°C)	<b>kJ/kg</b>	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574	2.574
Energia convertida em trabalho mecânico no eixo da turbina	<b>kW<sub>MEC</sub></b>	26.888	28.029	29.169	30.309	31.450	32.590	33.730	34.870	36.011	37.151	37.790
	<b>%</b>	18,7	18,9	19,1	19,2	19,4	19,5	19,6	19,8	19,9	20	20
Energia térmica / entálpica remanescente à saída da turbina (incluindo o escape)	<b>kJ/s</b>	116.644	120.219	123.794	127.369	130.944	134.519	138.094	141.669	145.244	148.819	150.821
	<b>%</b>	81,3	81,1	80,9	80,8	80,6	80,5	80,4	80,2	80,1	80	80

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.15, verifica-se que:

- a energia térmica/entálpica convertida em trabalho mecânico efetivo no eixo da turbina na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) aumenta gradualmente à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor; isso ocorre já que a energia do vapor admitido à entrada da turbina aumenta em proporção superior à energia global de saída do vapor nas extrações e no escape (note-se que as vazões na 1ª e 2ª extrações, bem como todas as entalpias específicas à entrada e à saída da turbina, são mantidas fixas a cada variação da vazão no escape); e
- a energia térmica/entálpica disponibilizada à saída da turbina (após o vapor ser turbinado) na configuração analisada (moagem com turbo-acionamentos a vapor) aumenta gradualmente à medida em que aumenta a vazão de vapor no escape da turbina e, conseqüentemente, a vazão global de vapor; isso ocorre devido ao aumento da vazão global do vapor extraído da turbina (somadas as vazões da 1ª e 2ª extrações, e do escape, sendo mantidas suas respectivas entalpias específicas).

Em relação à configuração anteriormente abordada (moagem a vapor), o comportamento é o mesmo. Todavia, para a moagem eletrificada, observa-se uma maior geração de energia mecânica no eixo da turbina e uma menor disponibilização de energia térmica/entálpica à saída da turbina. Isso pode ser explicado pelo fato de que, nessa configuração (ver Esquemático 2), a vazão de vapor para os processos origina-se integralmente na 2ª extração da turbina (a 2,5 bar), o que confere ao vapor uma menor entalpia específica em comparação à configuração anterior (na qual praticamente metade do vapor turbinado era extraído a 21 bar na 1ª extração, com entalpia específica mais elevada).

#### 4.2.3.4 Potência elétrica gerada (total e excedente)

Os montantes de potência elétrica gerada (quantificada como o potencial de produção de potência ativa em  $kW_{ELE}$  nos terminais do gerador em cada situação) foram determinados considerando-se:

- a potência mecânica ( $kW_{MEC}$ ) produzida no eixo da turbina para cada vazão de vapor no escape (valores já apresentados na Tabela 4.15); e
- a contabilização de valores de rendimento ( $\eta$ ) típicos para o redutor mecânico (interposto entre turbina e gerador) e para o próprio gerador; os rendimentos considerados foram fixados em valores equivalentes a 0,985 e 0,97, respectivamente.

O potencial de potência elétrica gerada foi calculado com base na seguinte expressão:

$$kW_{ELE-TOTAL} = \frac{kW_{MEC}}{\eta_{REDUTOR} \cdot \eta_{GERADOR}} \quad (4.13)$$

O potencial de potência elétrica gerada excedente (para comercialização) foi calculado com base na seguinte expressão:

$$kW_{ELE-EXCEDENTE} = kW_{ELE-TOTAL} - kW_{ELE-PRÓPRIO} \quad (4.14)$$

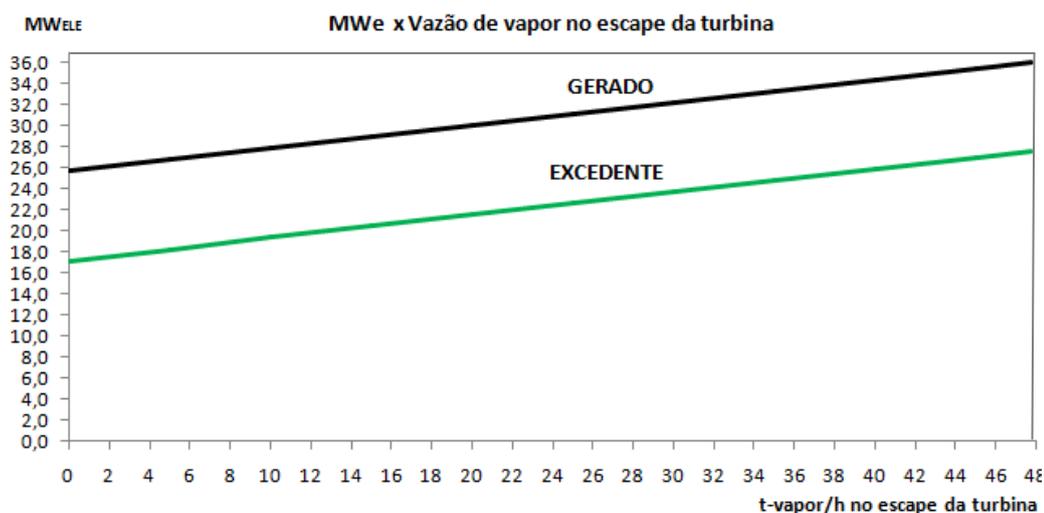
Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.16. Os valores das potências já estão convertidos para  $MW_{ELE}$ .

**Tabela 4.16 – Geração de potência elétrica em cada condição operativa (moagem eletrificada).**

t-vapor/hora		$MW_{ELE}$ total gerado	% de carga do gerador	$MW_{ELE}$ próprio	% de carga do gerador	$MW_{ELE}$ excedente	% de carga do gerador
ESCAPE	GLOBAL						
0	152,2	25,6908	71,36	8,4874	23,58	17,2034	47,79
5	157,2	26,7803	74,39	8,4874	23,58	18,2929	50,81
10	162,2	27,8697	77,42	8,4874	23,58	19,3824	53,84
15	167,2	28,9592	80,44	8,4874	23,58	20,4719	56,87
20	172,2	30,0497	83,47	8,4874	23,58	21,5623	59,90
25	177,2	31,1382	86,49	8,4874	23,58	22,6508	62,92
30	182,2	32,2277	89,52	8,4874	23,58	23,7403	65,95
35	187,2	33,3171	92,55	8,4874	23,58	24,8298	68,97
40	192,2	34,4066	95,57	8,4874	23,58	25,9193	72,00
45	197,2	35,4961	98,60	8,4874	23,58	27,0087	75,02
47,8	200	36,1062	100,29	8,4874	23,58	27,6188	76,72

Pelos resultados da Tabela 4.16 é possível calcular que a potência elétrica excedente atingiu uma representatividade entre, aproximadamente, 67 % e 76 % da potência total gerada na faixa de vazões de vapor considerada.

No gráfico da Figura 4.3 pode-se visualizar o comportamento crescente e linear do potencial de geração de potência elétrica (global e excedente) em função da variação da vazão do vapor no escape da turbina.



**Figura 4.3 – Potencial de geração de energia elétrica  $\times$  vazão de vapor no escape da turbina (moagem eletrificada).**  
(elaborada pelo autor)

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.16 e na Figura 4.3, observa-se que:

- como esperado, a potência gerada nos terminais do gerador é diretamente (linearmente) proporcional à vazão de vapor no escape da turbina, bem como à vazão global de vapor;
- na configuração avaliada, e considerada a máxima vazão de vapor possível na planta (equivalente à capacidade máxima de produção da caldeira), há um potencial de geração de potência elétrica ativa que representa, no limite, 100 % da potência nominal do gerador, o que evidencia o melhor aproveitamento do investimento no sistema de geração de energia elétrica; e
- a potência ativa excedente disponibilizável para comercialização atinge cerca de 27,6 MW, correspondendo a cerca de 76,7 % da potência nominal do gerador para as condições especificadas e superando, portanto, a capacidade de geração de excedentes quantificada para a configuração anteriormente abordada (planta com moagem a vapor), ainda que a demanda própria de energia elétrica seja superior.

#### 4.2.3.5 Índices de desempenho global da planta

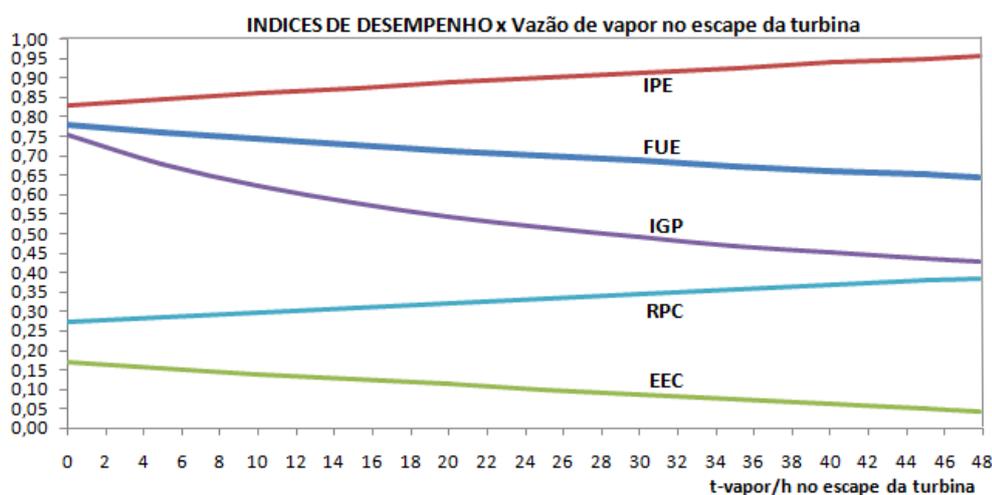
Nas análises buscou-se quantificar os índices de desempenho aplicáveis a sistemas de cogeração/trigeração, tais como o FUE, o IPE, o EEC, o IGP e o RPC (todos eles já definidos no Capítulo 2 deste trabalho). Tais índices foram calculados para cada condição de operação (considerada a variação da vazão de vapor no escape da turbina) com base nas expressões apresentadas ao longo do subitem 2.4.9.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, conduziram aos resultados apresentados na Tabela 4.17.

**Tabela 4.17 – Índices de desempenho global da planta de co/trigeração em cada condição operativa (moagem eletrificada).**

t-vapor/hora		FUE	IPE	EEC	IGP	RPC
ESCAPE	GLOBAL					
0	152,2	0,7790	0,8312	0,1688	0,7536	0,2744
5	157,2	0,7611	0,8460	0,1540	0,6797	0,2860
10	162,2	0,7443	0,8604	0,1396	0,6236	0,2976
15	167,2	0,7286	0,8744	0,1256	0,5796	0,3093
20	172,2	0,7137	0,8880	0,1120	0,5441	0,3209
25	177,2	0,6997	0,9012	0,0988	0,5149	0,3325
30	182,2	0,6864	0,9140	0,0860	0,4905	0,3442
35	187,2	0,6738	0,9265	0,0735	0,4682	0,3558
40	192,2	0,6620	0,9387	0,0613	0,4519	0,3675
45	197,2	0,6507	0,9506	0,0494	0,4364	0,3791
47,8	200	0,6446	0,9571	0,0429	0,4286	0,3856

No gráfico da Figura 4.4 pode-se visualizar a evolução dos índices globais de desempenho em função da vazão de vapor no escape da turbina.



**Figura 4.4 – Índices de desempenho global x vazão de vapor no escape da turbina (moagem eletrificada).**  
(elaborada pelo autor)

No que se refere aos índices de desempenho globais da planta nota-se, pela Tabela 4.17 e pela Figura 4.3, que:

- o FUE (Fator de Utilização de Energia) varia entre 77,9 % (valor relativamente elevado) na condição de menor vazão de vapor global na planta, e 64,5 % para a maior vazão global, decrescendo com o aumento da vazão; note-se que o valor teórico máximo para o FUE é da ordem de 85 % conforme mencionado no Capítulo 2;
- o IGP (Índice de Geração de Potência) também decresce com o aumento da vazão de vapor; seu comportamento evidencia que a planta apresenta uma elevada geração de potência (mecânica e elétrica) para vazões menores;
- o IPE (Índice de Poupança de Energia), inferior a 1 para todas as condições de vazão de vapor, revela que a planta economiza energia se comparada a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e energia térmica;

- o EEC (Energia a Economizar com a Cogeração), índice atrelado ao IPE, demonstra que a energia economizada devido à cogeração varia entre aproximadamente 16,9 % (na condição de menor vazão de vapor) e aproximadamente 4,3 % (na condição de maior vazão); e
- considerada a vazão de vapor desde o mínimo até o máximo, a planta produz entre 27,5 e 38,5 % da energia sob a forma de energia mecânica e eletricidade (o restante refere-se à energia térmica), conforme evidencia a evolução do RPC (Relação Potência Calor).

Portanto, para a configuração da planta com moagem eletrificada, percebe-se que os índices de desempenho global são, de maneira geral, melhores que os obtidos na configuração anteriormente avaliada (moagem a vapor).

#### 4.2.3.6 Correlações entre parâmetros operacionais

As análises também contemplaram, para cada situação operativa, a quantificação de correlações entre alguns parâmetros operacionais da planta. Foram calculadas as correlações entre o potencial de geração de potência elétrica (geração global e excedente para comercialização) e a quantidade de cana necessária para moagem, a quantidade de bagaço de cana extraído na moagem e a vazão horária do vapor produzido.

Os cálculos, realizados por meio de planilha específica elaborada pelo autor, estabeleceram os índices apresentados na Tabela 4.18.

**Tabela 4.18 – Correlações entre parâmetros operacionais em cada condição operativa (moagem eletrificada).**

t-vapor/hora		t-cana por hora	t-bagaço por hora	kW <sub>ELE</sub> /t-cana		kW <sub>ELE</sub> /t-bagaço		kW <sub>ELE</sub> /t-vapor	
ESCAPE	GLOBAL			gerado	excedente	gerado	excedente	gerado	excedente
0	152,2	304,40	76,10	84,40	56,52	337,59	226,06	168,80	113,03
5	157,2	314,40	78,60	85,18	58,18	340,72	232,73	170,36	116,37
10	162,2	334,40	83,60	85,91	59,75	343,65	238,99	171,82	119,50
15	167,2	344,40	86,10	86,60	61,22	346,40	244,88	173,20	122,44
20	172,2	354,40	88,60	87,25	62,61	349,01	250,43	174,50	125,22
25	177,2	364,40	91,10	87,86	63,91	351,45	255,65	175,72	127,83
30	182,2	374,40	93,60	88,44	65,15	353,76	260,60	176,88	130,30
35	187,2	374,40	93,60	88,99	66,32	355,95	265,28	177,98	132,64
40	192,2	384,40	96,10	89,51	67,43	358,03	269,71	179,01	134,86
45	197,2	394,40	98,60	90,00	68,48	360,00	273,92	180,00	136,96
47,8	200	400,00	100,00	90,27	69,05	361,06	276,19	180,53	138,09

No que se refere aos índices de desempenho globais da planta nota-se, pela Tabela 4.18, que todos os parâmetros abordados (geração de potência elétrica total ou excedente em função da massa de cana moída, da massa de bagaço extraída na moagem e queimada na caldeira e da produção de vapor) se elevam com a elevação da vazão de vapor. No que se refere aos excedentes de energia elétrica para comercialização, as variações são:

- kW<sub>ELE</sub>/t-cana: de 56,52 a 69,05;
- kW<sub>ELE</sub>/t-bagaço: de 226,06 a 276,19;
- kW<sub>ELE</sub>/t-vapor: de 113,03 a 138,09.

Para a configuração da planta com moagem eletrificada, percebe-se que as correlações entre os parâmetros operacionais apresentam, de maneira geral, valores superiores aos obtidos na configuração anteriormente avaliada (moagem a vapor).

Os resultados obtidos apontam que a planta em questão opera com índices bem acima da média nacional, porém, inferiores aos obtidos em plantas mais otimizadas (ver NOTA abaixo).

**Nota:** Reiterando o que já foi afirmado em *Nota* ao final do subitem 4.1.3.6, a capacidade de geração de energia elétrica total por tonelada de cana efetivamente moída nas usinas brasileiras equivale, em média, a aproximadamente 34 kWh/t-cana (safras 2017/2018) e é considerada bastante baixa. Considerado o desempenho de usinas dos seis maiores grupos cogeneradores do país, a planta com o melhor resultado atingiu, em 2018, o patamar de 96 kWh/t-cana.

### 4.3 Comparação entre os principais resultados (moagem a vapor e moagem eletrificada)

Na Tabela 4.19, apresenta-se a comparação dos principais resultados em cada configuração avaliada, considerando-se as vazões mínima e máxima de vapor na planta. O índice kWh/t-cana refere-se à energia elétrica horária passível de geração com demanda de potência ativa gerada (MWe) constante.

**Tabela 4.19 – Comparação dos principais resultados (moagem a vapor e moagem eletrificada) para a mínima e máxima produção de vapor na planta.**

Configuração da moagem	Geração de energia elétrica (MWe)		Índices de desempenho energético global					kWh/t-cana	
	Total	Excedente	FUE	IPE	EEC	IGP	RPC	Total	Excedente
A vapor	19,70	15,57	0,764	0,857	0,143	0,688	0,250	64,74	51,16
	a	a	a	a	a	a	a	a	a
Eletrificada	30,12	25,99	0,634	0,983	0,017	0,402	0,361	75,31	64,97
	a	a	a	a	a	a	a	a	a
Eletrificada	25,69	17,20	0,779	0,831	0,169	0,753	0,274	84,4	56,5
	a	a	a	a	a	a	a	a	a
Eletrificada	36,10	27,62	0,645	0,957	0,043	0,429	0,385	90,27	69
	a	a	a	a	a	a	a	a	a

Para a planta em questão, os resultados dos principais indicadores apresentados na Tabela 4.19 revelam que a eletrificação dos acionamentos da moagem proporcionou o melhor desempenho da planta em todas as situações, evidenciando o melhor aproveitamento da energia térmica/entálpica primária disponibilizada.

### 4.4 Comentários sobre o impacto da trigerção em ambas as configurações avaliadas (moagem a vapor e moagem eletrificada)

Quanto à aplicação considerada neste trabalho objetivando-se caracterizar o sistema como um sistema de trigerção (agregando a produção de frio por absorção para condicionamento de ar), ressalta-se que o reaproveitamento da energia realmente melhora o desempenho energético da planta (há um acréscimo na parcela relativa ao calor útil aproveitado, o que eleva o FUE). Todavia, no caso específico abordado neste trabalho, por se tratar de uma usina considerada de grande porte, a parcela de potência térmica efetivamente entregue ao gerador do *chiller* assume pouca relevância se comparada à potência térmica contida nos montantes globais do vapor produzido e admitido na turbina em ambas as configurações avaliadas (cerca de apenas 1,16 % e 1,52 % do total disponibilizado nas condições de mínima e máxima vazão de vapor, respectivamente). Na Tabela 4.20, demonstram-se esses percentuais.

**Tabela 4.20 – Representatividade da potência do chiller de absorção perante a potência global disponibilizada na planta**

Configuração avaliada	Vazão global de vapor a 63 bar / 490°C		Potência total disponibilizada (kJ/s)		Potência entregue ao gerador do chiller de absorção (kJ/s)	Representatividade da potência fornecida ao chiller de absorção (%)	
	Mínima (kg/s)	Máxima (kg/s)	Mínima	Máxima		Na máxima vazão de vapor	Na mínima vazão de vapor
Moagem com turbo-acionamentos a vapor	42,28	55,56	188.611	143.533	2.182,77	1,16	1,52
Moagem com acionamentos por motores elétricos							

De fato, e devido a essa baixa relevância, a presença do *chiller* de absorção no contexto da usina analisada afeta positivamente os índices de desempenho globais da planta de maneira pouco pronunciada. Cálculos adicionais evidenciaram que a remoção do *chiller* de absorção do sistema em questão (o que significa a eliminação da parcela do calor útil produzido para o *chiller*, equivalente a 2.182,77 kW<sub>TERM</sub>, e a redução da vazão do vapor em 3,4 tv/h) reduziria o FUE global da planta em cerca de 2,3 e 3,4 pontos percentuais para a moagem a vapor e em cerca de 1,3 a 1,7 pontos percentuais para a moagem eletrificada, consideradas, em ambos os casos, as vazões de vapor global mínima (152,2 tv/h – 3,4 tv/h = 148,8 tv/h) e máxima (200 tv/h – 3,4 tv/h = 196,6 tv/h), respectivamente.

Esse fato suscita o raciocínio de que, para que a trigeriação possa contribuir mais decisivamente para com a melhoria do desempenho energético de um sistema de cogeração, torna-se necessário que a aplicação adotada para reaproveitamento da energia (produção de frio, por exemplo) utilize efetivamente uma parcela mais significativa da energia global disponibilizada. Em outras palavras, é preciso que a magnitude da aplicação (sob a ótica energética) seja mais relevante face ao porte do sistema geral de produção de energia térmica. Portanto, no segmento industrial de maior porte destinado à produção de açúcar e/ou etanol utilizando o bagaço de cana como combustível para a geração de vapor, é possível/provável que os sistemas de condicionamento de ar por absorção para atendimento unicamente às áreas administrativas não venham a gerar impactos significativos nos índices de desempenho energético global, qualquer que seja o caso.

De qualquer modo, é importante salientar que, no caso específico deste trabalho, considerou-se a disponibilidade “gratuita” da energia primária que opera o *chiller* de absorção, ou seja, da parcela de calor residual ofertada pela cogeração e que seria, naturalmente, descartada/desperdiçada (ou não produzida, mesmo havendo capacidade instalada disponível para sua produção).

Além disso, é preciso considerar que a utilização alternativa de um sistema de condicionamento de ar de mesmo porte ( $\cong$  400 TR) por compressão mecânica de vapor demandaria uma potência média da ordem de 200 kW<sub>ELE</sub> para o suprimento da carga térmica necessária [admitindo-se uma relação kW<sub>ELE</sub>/TR = 0,5 IPLV (equivalente ao COP  $\cong$  3,5)], comum para *chillers* de médio e grande portes com tecnologia mais atual – com base em informações obtidas em Carrier (2019). O IPLV (“*Integrated Partial Load Value*” ou Valor de Carga Parcial Integrada) é um índice que é obtido a partir de uma expressão que considera quatro condições de operação ponderadas para um *chiller* (carregamentos de 25, 50, 75 e 100 %) e que expressa o nível de eficiência operacional média ponderada provável sob operação em carga térmica parcial.

No caso em questão, e considerado o prédio administrativo e de apoio à produção definido para este trabalho, a operação de um sistema a compressão mecânica de vapor por uma jornada de, por exemplo, 10 horas por dia e 26 dias por mês com carga térmica praticamente plena e fixa, consumiria cerca de até 52.000 kWh/mês.

O suprimento dessa demanda (kW) e consumo (kWh) pelo gerador da planta incorreria na redução (embora em pequena escala) da energia elétrica excedente disponibilizada para a comercialização.

Por outro lado, a título de comparação e considerando-se a hipótese de suprimento pela energia comercial da concessionária, o custo operacional anual seria de, aproximadamente, R\$ 320.000,00 [em bandeira verde, impostos inclusos, com base nas tarifas CEMIG vigentes em 2019 para o Sub-grupo A2 (fornecimento em alta tensão, na faixa entre 88 a 138 kV), conforme CEMIG (2019)]. Em sistemas não industriais, como por exemplo no caso dos sistemas prediais com tensão de fornecimento não tão elevada (média tensão em 13,8 kV, cujas tarifas de energia são inferiores às tarifas aplicáveis a consumidores industriais de alta tensão), o custo operacional (devido ao consumo de energia elétrica) de um sistema a compressão mecânica seria significativamente inferior.

No balanço do custo-benefício de cada sistema (absorção e compressão mecânica de vapor), também há que se considerar o custo de aquisição de um sistema de absorção, cerca de 1,5 vezes, em média, superior ao de um sistema de compressão mecânica de capacidade equivalente, podendo atingir até o dobro no caso de unidades de menor porte [Silva (2016)]. Com base em dados e projeções apresentados em Pereira et al (2018), estima-se que o custo de aquisição de um *chiller* de absorção com capacidade da ordem de 400 TR (praticamente equivalente ao equipamento considerado neste trabalho) e seus subsistemas gire em torno de R\$ 1.400.000,00 (cerca de 3.500,00 R\$/TR para essa faixa de capacidade, base: 2019).

## 5. Conclusões

Este capítulo apresenta as principais conclusões deste trabalho com base em todos os aspectos abordados e nas análises e resultados obtidos ao longo do Capítulo 4.

### 5.1 Considerações gerais

Face a todos os aspectos abordados neste trabalho, e antes que sejam destacadas as conclusões deste trabalho (subitem 5.2), é importante salientar que:

- os sistemas de cogeração em geral configuram-se como importantes avanços alcançados nas últimas décadas no que se refere às técnicas de otimização do aproveitamento energético, fundamentalmente em plantas industriais que disponham de energia térmica suficiente para tal;
- os ganhos passíveis de obtenção com a cogeração podem ser potencializados por meio de sua extensão à trigeração, o que, em última análise, significa o reaproveitamento de parcela da energia térmica remanescente (que seria descartada) para emprego em outras aplicações;
- a maximização dos ganhos com a trigeração dependerá da magnitude do aproveitamento da energia térmica remanescente; em outras palavras, isso significa dizer que a energia térmica reaproveitada no âmbito da trigeração só afetará positivamente e de maneira mais significativa os índices de desempenho energético operacional caso a parcela reaproveitada seja significativa/representativa perante o montante de energia global disponibilizado na planta;
- em plantas industriais que utilizem vapor em seus processos produtivos e que se dediquem à cogeração, a trigeração pode ser obtida por meio do aproveitamento do vapor residual para a geração de frio para condicionamento de ar (ou mesmo para refrigeração industrial, caso aplicável) utilizando sistemas de absorção; todavia, ressalta-se mais uma vez que, sob a ótica do desempenho energético global, a trigeração só será realmente efetiva se o porte de tais sistemas for representativo perante a planta como um todo;
- no caso específico das usinas do segmento sucro-alcooleiro a opção pela cogeração e, possivelmente, pela trigeração, torna-se praticamente obrigatório, uma vez que o processamento da matéria prima (cana-de-açúcar) gera, naturalmente, um insumo energético renovável (bagaço de cana); nesse segmento pode-se produzir, por meio da combustão direta do combustível em caldeiras, montantes de vapor suficientes para utilização nos processos e para a geração (renovável) de energia elétrica para consumo próprio e para a comercialização de excedentes;
- o potencial de geração de energia elétrica em plantas de co/trigeração será tão mais pronunciado quanto maior for a energia contida no vapor de admissão nos conjuntos turbo-geradores; portanto, a utilização de caldeiras e turbinas que operem com pressões e temperaturas do vapor mais elevadas (acima de 60 bar e 480°C, atingindo-se pressões e temperaturas acima de 100 bar/500°C) tem sido a tendência nos projetos mais recentes de plantas sucroalcooleiras de maior porte, cujo objetivo é produzir açúcar e/ou etanol concomitantemente com a máxima produção possível de energia elétrica, focada fundamentalmente na produção de excedentes para venda (maximizando-se a rentabilidade do investimento).

## 5.2 Conclusões do trabalho

Com base nas análises e resultados obtidos ao longo do Capítulo 4, merecem destaque as conclusões a seguir.

No caso específico da planta de co/trigeração avaliada em duas configurações distintas (moagem a vapor e moagem eletrificada), e observando-se a Tabela 4.19 apresentada no subitem 4.3, verifica-se que:

- a eletrificação dos equipamentos da moagem em substituição aos turbo-acionamentos a vapor incorreu na melhoria geral dos principais indicadores operacionais em toda a faixa de vazão global de vapor na planta;
- com a moagem eletrificada obteve-se o melhor aproveitamento da potência elétrica ativa disponibilizada pelo gerador de 45 MVA/36 MW (o que torna mais atrativo o retorno do investimento realizado nesse equipamento); tal potência foi aproveitada em sua integralidade (note-se que, no caso da moagem a vapor, o aproveitamento foi limitado a menos de 84 % da potência elétrica máxima disponível);
- a moagem eletrificada também possibilitou um maior montante absoluto de potência (e energia) elétrica excedente para comercialização (ainda que o consumo próprio tenha sido superior ao da configuração com moagem a vapor), o que torna mais atrativo o retorno do investimento realizado na planta como um todo; o excedente atingiu percentuais da ordem de 67 a 76,5 % da potência total gerada, considerada a mínima e a máxima vazão de vapor na planta, respectivamente;
- a eletrificação da moagem também incorreu em melhores índices de desempenho energético global da planta (evidenciando uma maior viabilidade técnico-econômica do sistema de co/trigeração); a título de exemplo, o FUE variou na faixa entre 77,9 % (para a vazão mínima de vapor) e 64,5 % (para a vazão máxima de vapor) ao passo que, com a moagem a vapor, a faixa de variação situou-se entre 76,4 % e 63,4 %;
- com a moagem eletrificada, percebeu-se o melhor aproveitamento da matéria-prima renovável, evidenciado pela maior produção de energia elétrica por tonelada de cana efetivamente moída; atingiram-se os patamares de cerca de 90 kWh/t-cana (total gerado) e de 69 kWh/t-cana (energia excedente para comercialização); a energia excedente foi cerca de 6 % superior à obtida com a moagem a vapor.

De fato, e conforme já ressaltado anteriormente neste trabalho, constata-se que a geração de energia elétrica (total e excedente) pode ser maximizada com o uso de melhores tecnologias e com a eletrificação das moendas (tendência nos novos empreendimentos sucroalcooleiros de maior porte).

No que se refere à agregação da produção de frio ao sistema aqui analisado (caracterizando-se a trigeração), muito embora a contribuição do calor útil fornecido ao *chiller* de absorção tenha favorecido o incremento dos índices de desempenho energético global da planta em questão em ambas as configurações (acréscimos de até 3,4 e até 1,7 pontos percentuais no FUE para moagem a vapor e moagem eletrificada, respectivamente), pode-se concluir que, conceitualmente, a trigeração só será energeticamente mais efetiva em uma planta se a demanda energética do sistema agregado apresentar maior representatividade perante a energia total disponibilizada.

## Referências bibliográficas e fontes de consulta

ABNT (2008) - ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas; ABNT-NBR 16401-1 – Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projeto das instalações, 2008.

AGEIT (2019) – AGEIT - Agência Embrapa de Informação Tecnológica. Disponível em [https://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/cana-deacucar/arvore/CONTAG01\\_108\\_22122006154841.html](https://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/cana-deacucar/arvore/CONTAG01_108_22122006154841.html). Acesso em 30/09/2019.

Almeida (2006) - ALMEIDA, G. Soares de; Metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por ciclos de compressão e absorção; Dissertação de Mestrado, UNB – Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 2006.

Andrietta (2009) - ANDRIETTA, Silvio R.; Apresentação em Workshop on Process for ethanol production – BIOEN/FAPESP, 2009. Disponível em [http://www.fapesp.br/eventos/2009/09/10/bioen/Silvio\\_Roberto.pdf](http://www.fapesp.br/eventos/2009/09/10/bioen/Silvio_Roberto.pdf). Acesso em 24/09/2019.

ANEEL (2006) - ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. Resolução Normativa nº 235 de 14 de novembro de 2006. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2006235.pdf>.

Anton (2017) - ANTON, Laíse; Análise de desempenho ambiental da cogeração de energia elétrica a partir de adições sucessivas de biomassa em destilaria autônoma. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2017.

APROBIO (2019) - APROBIO – Associação dos Produtores de Biodiesel do Brasil. Um guia completo para 7 fontes de energia renováveis. Disponível em: <https://aprobio.com.br/2019/01/10/um-guia-completo-para-7-fontes-de-energias-renovaveis/>. Acesso em 28/06/2019.

Araújo (2009) - ARAÚJO, Maria E.; Validação experimental de um resfriador de água operando em ciclo de adsorção com aquecimento solar indireto; Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará, 2009. Disponível em [http://www.ppgengmecanica.ufc.br/public\\_html/images/documentos/dissertacoes/Dissertacao-Maria-Elieneide.pdf](http://www.ppgengmecanica.ufc.br/public_html/images/documentos/dissertacoes/Dissertacao-Maria-Elieneide.pdf). Acesso em 14/08/2019.

Arauterm (20??) - ARAUTERM – Tabelas técnicas. Disponível em [http://www.caldeirabiomassa.com.br/pdf/tabela\\_pc\\_inferior.pdf](http://www.caldeirabiomassa.com.br/pdf/tabela_pc_inferior.pdf). Acesso em 30/09/2019.

Arteconi et al (2009) - ARTECONI, A.; Brandoni, C.; Polonara, F. Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector. Applied Thermal Engineering, nº 29, 2009, p.1735-1743.

Barja (2006) - BARJA, Gabriel de J. A.; A cogeração e sua inserção no sistema elétrico. Dissertação de Mestrado, UnB – Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 2006.

Borg et al (2013) - BORG, S. P.; Kelly, N. J. *High resolution performance analysis of micro-trigeneration in an energy-efficient residential building. Energy and Buildings*, nº 67, 2013), p. 153-165.

Borges et al (2012) - BORGES, Eloisa A. dos Santos; ROCHA, Rafael dos Santos; OLIVEIRA, Vivian A. de; A influência da umidade na cogeração de energia elétrica a partir do bagaço de cana-de-açúcar; Trabalho de conclusão de curso, Bacharelado em Química, UNISALESIANO, 2012.

Bruno et al (2009) - BRUNO, J. C.; ORTEGA-LOPEZ, V.; CORONAS, A. *Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant. Applied Energy*, nº 86, 2009, p. 837-847.

Caldeira (2018) - CALDEIRA Industrial. Disponível em <http://caldeiraindustrial.info/energia-necessaria-para-produzir-1-tonelada-de-vapor/>. Acesso em 30/09/2019.

Campos et al(01) (2006) - CAMPOS, Mário C. M. M.; TEIXEIRA, Herbert C. G; Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais. Petrobrás/Edgard Blucher, 1ª ed., 2006, Cap. 8, p. 222-225.

Campos et al(02) (2006) - CAMPOS, Mário C. M. M.; TEIXEIRA, Herbert C. G; Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais. Petrobrás/Edgard Blucher, 1ª ed., 2006, Cap. 9, p. 243-258.

Canal Energia (2018) - CANAL ENERGIA. Disponível em <https://www.canalenergia.com.br/noticias/53077756/geracao-a-biomassa-cresce-9-no-brasil-em-2018>. Acesso em 28/06/2019.

Carvalho (2010) - CARVALHO, Reginaldo; Usina de Resultados (Redução do consumo de vapor na cogeração / Aproveitamento da água / Saúde, segurança e meio ambiente na indústria – Apresentação LDC SEV. Disponível em <http://www.stab.org.br/12sba/3.REGINALDOCARVALHO.LFCSEV.26.10.9.45hs.pdf> Acesso em 24/09/2019.

Caravela (2014) - CARAVELA Ambiental Indústria e Comércio; Dados de Engenharia – Especificações – Torres de Resfriamento Série WTD, 2014. Disponível em [http://www.torre-caravela.com.br/pdf/catalogo\\_espec\\_enge\\_WTD.pdf](http://www.torre-caravela.com.br/pdf/catalogo_espec_enge_WTD.pdf). Acesso em 24/09/2019.

Cardona et al (2003) - CARDONA, E.; PIACENTINO, A. *A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. Applied Thermal Engineering*, nº 23, 2003, p. 1665-1680.

Cardona et al (2007) - CARDONA, E.; PIACENTINO, A. *Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics. Applied Energy*, nº 84, 2007, p. 729-748.

Carrier (2019) - CARRIER do Brasil. Disponível em [http://cdn.carriero brasil.com.br/downloads\\_docs/778e0-CT-AquaForce-30XW-C-08.13--view-.pdf](http://cdn.carriero brasil.com.br/downloads_docs/778e0-CT-AquaForce-30XW-C-08.13--view-.pdf). Acesso em 30/10/2019.

Carvalho (2015) - CARVALHO, Danilo J.; Geração de bioeletricidade em usina sucroalcooleira utilizando bagaço, palha de cana e sorgo biomassa. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2015.

CEMIG (2019) - CEMIG – Companhia Enegetica de Minas Gerais; Tarifas. Disponível em [https://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Paginas/valores\\_de\\_tarifa\\_e\\_servicos.aspx](https://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Paginas/valores_de_tarifa_e_servicos.aspx)). Acesso em 30/10/2019.

Çengel et al (2013) - ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinâmica; tradução Paulo Maurício Costa Gomes [et al]; McGraw-Hill do Brasil, 7ª ed., 2013.

Cho et al (2014) - CHO, H.; SMITH, A. D.; MAGO, P.; *Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization*. Applied Energy, nº 136, 2014.

Coontrol (2019) - COONTROL. Disponível em <https://coontrol.com.br/blog/caldeiras-a-biomassa-existentis-no-mercado/>. Acesso em 30/09/2019.

Costa (2013) - COSTA, A. Kunkel; A Cogeração de energia e sua inserção em industriais arrozais utilizando a casca de arroz. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – UNIJUÍ, Departamento de Ciências Exatas e Engenharias, 2013.

Docsity (2012) - DOCSITY; Turbina a vapor. Disponível em <https://www.docsity.com/pt/resumao-turbina-a-vapor/4778178/>. Acesso em 30/09/2019.

EPE(1) (2018) - EPE - Empresa de Pesquisa Energética. Fontes de Energia. Disponível em: <http://epe.gov.br/pt/abcdenergia/fontes-de-energia>. Acesso em 28/06/2019.

EPE(2) (2018) - EPE - Empresa de Pesquisa Energética. Matriz Energética e Elétrica. Disponível em: <http://epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em 28/06/2019.

EPE(3) (2018) - EPE - Empresa de Pesquisa Energética; BEN - Balanco Energético Nacional – Relatório Final (Ano Base: 2017), 2018.

Espírito Santo (2012) - ESPIRITO SANTO, D. B. *Energy and exergy efficiency of a building internal combustion engine trigeneration system under two different operational strategies*. Energy and Buildings, nº 53, 2012, p. 28-38.

Espírito Santo (2014) - ESPIRITO SANTO, D. B. *An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: A case study methodology based on annual energy demand profiles*. Energy and Buildings, nº 76, 2014, p. 185-198.

Farahnak et al (2015) - FARAHNAK, M.; FARZANEH-GORD, M.; DEYMI-DASHTEBAYAZ, M.; DASHTI, F. *Optimal sizing of power generation unit capacity in ICE-driven CCHP systems for various residential building sizes*. Applied Energy, nº 158, 2015, p. 203-219.

Fiomari (2004) - FIOMARI, Marcelo C.; Análise energética e exergetica de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão; Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, 2004.

Flausinio (2015) - FLAUSINIO, Bruna F. P. G.; Produção de energia elétrica a partir do aproveitamento do bagaço de cana-de-açúcar gerado no setor sucro-alcooleiro de Minas Gerais; Tese de doutorado, UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Nuclear, 2015.

Ginja (2015) - GINJA, Amândio M. J.; Projeto de instalação de uma turbina a vapor; Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Portugal, 2015. Disponível em: <https://estudogeral.sib.uc.pt/bitstream/10316/39089/1/Projeto%20de%20Instalacao%20de%20uma%20Turbina%20de%20Vapor.pdf>. Acesso em 23/09/2019.

Guarani (2016) - GUARANI – Tereos Açúcar e Energia Brasil. Caldeira Leito Fluidizado x Grelha. Apresentação disponível em [http://www.stab.org.br/17sba/13\\_luiz\\_fabiano.pdf](http://www.stab.org.br/17sba/13_luiz_fabiano.pdf). Acesso em 05/08/2019.

Hojjat et al (2013) - HOJJAT Mohammadi, S. M. H.; AMERI, M. *Energy and exergy analysis of a tri-generation water-cooled air conditioning system. Energy and Buildings*, nº 67, 2013, p. 453-462.

IEA (2016) – IEA - Instituto de Economia Agrícola do Estado de São Paulo; UDOP – União dos Produtores de Bioenergia; Manual de custos e indicadores do setor de bioenergia, 2016. Disponível em [https://www.udop.com.br/download/pesquisas/manual\\_de\\_custos\\_e\\_indicadores.pdf](https://www.udop.com.br/download/pesquisas/manual_de_custos_e_indicadores.pdf). Acesso em 23/09/2019.

IIR (2017) - IIR – *International Institute of Refrigeration; 33<sup>rd</sup> Informatory Note on Refrigeration Technologies; Cogeneration/Trigeneration*, 2017.

INPE (2019) - INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. Disponível em <http://www.inpe.br/>. Acesso em 30/10/2019.

Júnior et al (2012) - JÚNIOR, José Roberto C.; ARRUDA, Luíza de C. Martins; Proposição de ações de melhoria de desempenho técnico e ambiental em unidade de cogeração de energia elétrica no setor sucroalcooleiro. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia Química, 2012.

Lai et al (2009) - LAI, S. M.; HUI, C. W. *Feasibility and flexibility for a trigeneration system. Energy*, nº 34, 2009, p. 1693-1704.

Lai et al (2010) - LAI, S. M.; HUI, C. W. *Integration of trigeneration system and thermal storage under demand uncertainties. Applied Energy*, nº 87, 2010, p. 2868-2880.

Li et al (2016) - LI, M.; JIANG, X. Z.; ZHENG, D.; ZENG, G.; SHI, L. *Thermodynamic boundaries of energy saving in conventional CCHP (Combined Cooling, Heating and Power) systems. Energy*, nº 94, 2016, p. 243-249.

Macedo (2010) - MACEDO, Isaias de Carvalho; SOUZA, Eduardo L. Leão (coordenação). Etanol e bioeletricidade: a cana-de-açúcar no futuro da matriz energética. São Paulo: Luc Projetos de Comunicação, 2010. 314 p.

Mago et al (2010) - MAGO, P. J.; HEFFED, A. K. *Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies. Energy and Buildings*, nº 42, 2010, p. 1628-1636.

Maidement et al (2002) - MAIDMENT, G.G.; TOZER, R.M. *Combined cooling heat and power in supermarkets. Applied Thermal Engineering*, nº 22, 2002, p. 653-665.

Marimón et al (2011) - MARIMÓN, M.A.; ARIAS, J.; LUNDQVIST, P.; BRUNO, J.C.; CORONASA, A. *Integration of trigeneration in an indirect cascade refrigeration system in supermarkets. Energy and Buildings*, nº 43, 2011, 1427-1434.

Marques et al (2010) - MARQUES, R. P.; HACON, D.; TESSAROLLO, A.; PARISE, J. A. R. *Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. Energy and Buildings*, nº 42, 2010, p. 2323-2330.

Mateus (2010) - MATEUS, Liliana Adriana Nappi; Análise dos aspectos ambientais e energéticos do setor sucroalcooleiro do Estado de Minas Gerais. Dissertação (Mestrado em Sustentabilidade Socioeconômica e Ambiental) – Universidade Federal de Ouro, Ouro Preto, 2010. 199 p.

Mautone (2016) - MAUTONE B., José Eduardo; Turbomáquinas - Turbinas a Vapor. Apresentação no COEN-UFSJ, 2016. Disponível em [http://www.mautone.eng.br/apostilas/Turbomaquinas/Parte02\\_COEN\\_UFSJ\\_Turbomaquinas\\_TurbinaVapor.pdf](http://www.mautone.eng.br/apostilas/Turbomaquinas/Parte02_COEN_UFSJ_Turbomaquinas_TurbinaVapor.pdf). Acesso em 27/08/2019.

Mendonça (2017) - MENDONÇA, Antônio L. Z. L. G.; Avaliação energética e econômica de um ciclo de refrigeração por absorção aplicado a hotéis. Dissertação de Mestrado, Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

Ministério do Trabalho (2007) - MINISTÉRIO DO TRABALHO; Norma Regulamentadora NR-17 – Ergonomia, 2007

MME (2018) - MME – Ministério das Minas e Energia. Disponível em <http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/energia-eletrica/publicacoes/boletim-de-monitoramento-do-sistema-eletrico/boletins-2018>. Acesso em 28/06/2019.

MME (2019) - MME – Ministério das Minas e Energia. Disponível em <http://www.mme.gov.br/documents/1138781/0/Boletim+de+Monitoramento+do+Sistema+El%C3%A9trico+-+Janeiro+-+2019.pdf/06f9d12f-7ec4-4dd6-add2-74a8c46a62bb>. Acesso em 28/06/2019.

Moraes (2013) - MORAES, F. A. Bertini; Uso de caldeira de biomassa e turbogerador, REMADE – Revista da Madeira, Ed. 135, 2013. Disponível em [http://www.remade.com.br/br/revistadamadeira\\_materia.php?num=1671&subject=Caldeiras&title=Uso%20de%20caldeira%20de%20biomassa%20e%20turbo%20gerador](http://www.remade.com.br/br/revistadamadeira_materia.php?num=1671&subject=Caldeiras&title=Uso%20de%20caldeira%20de%20biomassa%20e%20turbo%20gerador). Acesso em 22/07/2019.

Moraes (2015) - MORAES, Scarlet O. Oliveira; Cogeração no setor sucroalcooleiro a partir do reaproveitamento energética da biomassa do bagaço de cana. Trabalho de Conclusão de

Curso – Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia e Desenvolvimento Regional – CTDR, Departamento de Tecnologia Sucroalcooleira – DTS, 2015.

Morais (2007) - MORAIS, Cláudio F.; Metodologia de análise de desempenho de turbinas a vapor operando em ciclos convencionais e combinado. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Engenharia de Itajubá, 2007.

Moreira (2017) - MOREIRA, José R. S., Prof. Dr.; Aplicações da Termodinâmica – Notas de Aula de Termodinâmica I (Parte II); Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos - Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP – Universidade de São Paulo, 2017. Disponível em <http://www.usp.br/sisea/wp-content/uploads/2017/06/APOSTILA-TERMO-PARTE-2.pdf>. Acesso em 31/09/2019.

Neto et al(1) (2017) - NETO, Alberto Hernandes et al; Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética; organização Prof. Dr José Roberto Simões Moreira - USP. LTC Livros Técnicos e Científicos, 2017, 1ª ed., cap. 1, p. 2.

Neto et al(2) (2017) - NETO, Alberto Hernandes et al; Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética; organização Prof. Dr José Roberto Simões Moreira - USP. LTC Livros Técnicos e Científicos, 2017. 1ª ed., cap. 11, p. 236-238 e 242-244.

Neto et al(3) (2017) - NETO, Alberto Hernandes et al; Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética; organização Prof. Dr José Roberto Simões Moreira - USP. LTC Livros Técnicos e Científicos, 2017. 1ª ed., cap. 12, p. 256-274.

Neto et al(4) (2017) - NETO, Alberto Hernandes et al; Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética; organização Prof. Dr José Roberto Simões Moreira - USP. LTC Livros Técnicos e Científicos, 2017. 1ª ed., cap. 3, p. 35-37.

Nova Cana (2019) - NOVACANA. Disponível em <https://www.novacana.com/n/cogerao/usinas-brasileiras-pouca-eletricidade-moagem-cana-180419>. Acesso em 30/10/19.

Oliveira et al (2018) - OLIVEIRA, Samuel; SANTOS, C. S. dos; BARBOSA, B. H., Rafael; Análise da Eficiência Energética do Bagaço da Cana na Geração de Vapor em uma Usina Sucroalcooleira. RMS – Revista Metropolitana de Sustentabilidade, 2018, Vol. 8, nº 3.

Paro (2011) - PARO, André de C.; Uma metodologia para gestão da eficiência energética de centrais de cogeração a biomassa: aplicação ao bagaço de cana. Tese de Doutorado em Engenharia Elétrica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

Pau et al (20??) - PAULIQUE, Mateus C; ALVES, Thiago A.; MAIA, Cássio R. M.; Viabilidade Econômica do Sistema de Trigeração; UNESP – Universidade do Estado de São Paulo – Departamento de Engenharia Mecânica, 20??.

Perea et al (2006) - PEREA, Luiz A; TEIXEIRA, N. M. - UNESP; Otimização do processo de cogeração em uma indústria sucroalcooleira com vistas ao Proinfa. XIII SIMPEP – Simpósio de Engenharia de Produção, Baurú-SP, 2006.

Pereira et al (2018) - PEREIRA, Elizabeth M. Duarte et al; Comparação econômica entre o sistema de refrigeração fotovoltaico por compressão de vapor e *chillers* de absorção com coletores solares térmicos, VII Congresso Brasileiro de Energia Solar, Gramado-RS, 2018.

Piacentino et al (2008) - PIACENTINO, A.; CARDONA, F. *An original multi-objective criterion for the design of small-scale polygeneration systems based on realistic operating conditions*. *Applied Thermal Engineering*, n° 28, 2008, p. 2391-2404.

Pilon et al (2012) - PILON, Antoni; LUZ, Gillian da; DIAS, Logan P.; MADEIRA, Thais M.; RAMPINELLI, William; TASSI, Reginaldo; CITTADIN, Tales A.; Sistema de Cogeração de Energia, 1º Simpósio de Integração Científica e Tecnológica do Sul Catarinense – SICT-Sul, 2012. Disponível em <https://periodicos.ifsc.edu.br/index.php/rtc/article/viewFile/631/445>. Acesso em 17/07/2019.

Portal Energia(1) (2016) - PORTAL ENERGIA. Disponível em <https://www.portal-energia.com/vantagens-e-desvantagens-da-energia-biomassa/>. Acesso em 28/06/2019.

Portal Energia(2) (2016) - PORTAL ENERGIA. Disponível em <https://www.portal-energia.com/o-que-e-energia-biomassa/>. Acesso em 28/06/2019.

Raizen (2017) - RAIZEN Energia; Programa Raízen para Conservação e Reuso de Águas - Safra 2016/2017. Trabalho premiado na 12ª edição do Prêmio de Conservação e Reuso de Água – FIESP/CIESP, 2017.

Regini (2008) - REGINI, A. Kaiser; Cogeração de Energia / SIEMENS Açúcar e Etanol, 2008.

Ripoli (2005) - RIPOLI, T. C. C.; RIPOLI, M. L. C. Biomassa de cana-de-açúcar: colheita, energia e ambiente. 2.ed. Piracicaba: Ed. Autor, 2005. 302 p.

Rodrigues (2009) - RODRIGUES, Marcos L. de M.; Estudo técnico-econômico de implantação da cogeração em pequena escala a biomassa em uma indústria; Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009. Disponível em [http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica\\_RodriguesML\\_1.pdf](http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_RodriguesML_1.pdf). Acesso em 23/09/2019.

Rothbart (2010) - ROTHBART, Arno; Revista TAE – Tratamento de Água e Efluentes, 2010. Disponível em <http://www.revistatae.com.br/200-noticias>. Acesso em 18/07/2019.

Santos (2010) - SANTOS, Adriano R. S.; Serviços de Energia Aplicados à Cogeração. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto – FEUP, Portugal, 2010. 276 p.

Schechtman (2012) - SCHECHTMAN, Rafael; Workshop “Desafios à Cogeração a Gás Natural no Brasil”. ABEGÁS - Associação Brasileira das Empresas Distribuidoras de Gás Canalizado, 2012. Disponível em <http://docplayer.com.br/4301411-Desafios-a-cogeracao-a-gas-natural-no-brasil.html>. Acesso em 12/07/2019.

Schenkel (2015) - SCHENKEL, Kelvin Alex; Monitoramento da efetividade térmica de trocadores de calor; Trabalho de diplomação em Engenharia Química, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2015. Disponível em <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/127731/000970361.pdf?sequence=1>. Acesso em 07/10/2019.

Seabra (2008) - SEABRA, Joaquim E. A.; Avaliação técnico-econômica de opções para o aproveitamento integral da biomassa de cana no Brasil; Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Estadual de Campinas, 2008. Disponível em <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/127731/000970361.pdf?sequence=1>. Acesso em 07/10/2019.

Secamaq (2018) - SECAMAQ Indústria de Caldeiras. Manual “Conheça Modelos de Caldeiras e Aplicações de Biomassa”, 2018.

Siemens (2019) - SIEMENS. Disponível em <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/generators.html>). Acesso em 30/10/2019.

Silva (2012) - SILVA, Vinicius Oliveira; Análise energética e exergetica do sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira; Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, Engenharia Mecânica, UNESP – Campus Ilha Solteira, 2012. Disponível em <https://ww.ebah.com.br/content/ABAAe7KsAl/tcc-vinicius>). Acesso em 30/08/2019.

Silva (2016) - SILVA, Fábio M. Barros; Desenvolvimento de um *chiller* usando como fonte de calor a energia solar; Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia da Universidade do Minho, Portugal, 2016. Disponível em <https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/46554/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o%2BF%C3%A1bio%20silva.pdf>. Acesso em 30/10/2019.

Silva (2017) - SILVA, Victor H. M. Matos; Análise Termodinâmica e Ambiental de Sistemas de Trigeração em função de sua Arquitetura e das Demandas Energéticas; Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2017.

Sonntag et al (2016) - SONNTAG, R. E; BORGNAKKE, Claus. Fundamentos da Termodinâmica; tradução Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto [et al]; Blucher, 2016, cap. 9, p. 369-398.

Stoecker (1985) - STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado; tradução José M. Saiz Sabardo [et al]. McGraw-Hill do Brasil, 1985, cap. 17, p. 361-385.

Suamir et al (2013) - SUAMIR, I. N.; TASSOU, S. A. *Performance evaluation of integrated trigeneration and CO<sub>2</sub> refrigeration systems. Applied Thermal Engineering*, nº 50, 2013, p. 1487-1495.

Suçuarana (2018) - SUÇUARANA, Monik da Silveira, MSc.; Cogeração. Disponível em <https://www.infoescola.com/energia/cogeracao/>. Acesso em 30/09/2019.

Sugiarta et al (2009) - SUGIARTHA, N.; TASSOU, S. A.; CHAER, I.; MARRIOTT, D. Trigeneration in food retail: *An energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. Applied Thermal Engineering*, nº 29, 2009, p. 2624-2632.

Tassou et al (2007) - TASSOU, S. A.; CHAER, I.; SUGIARTHA, N.; GE, Y.-T; MARRIOTT D. *Application of tri-generation systems to the food retail industry. Energy Conversion and Management*, nº 48, 2007, p. 2988-2995.

TecCalor (2019) - TECCALOR – Tabela de Poder Carorífico. Disponível em <http://www.teccalor.com.br/PDF/TabelaPoderCalorifico.pdf>. Acesso em 20/10/2019.

Tolmasquim (2016) - TOLMASQUIM, Maurício T. (Coordenador); Energia Termelétrica – Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear. EPE – Empresa de Pesquisa Energética, 2016.

Trombeta (2017) - TROMBETA, N. C; CAIXETA FILHO, J. V; Potencial e Disponibilidade de Biomassa de Cana-de-açúcar na Região Centro-Sul do Brasil: indicadores agroindustriais; USP – Universidade de São Paulo – Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”. Artigo publicado na Revista de Economia e Sociologia Rural, vol. 55, nº 3, Brasília, 2017.

Disponível em [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0103-20032017000300479#aff1](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-20032017000300479#aff1). Acesso em 18/07/2019.

USP (2013) - USP – Universidade de São Paulo – Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz” – Recursos Energéticos e Ambiente; Cogeração. 2013.

Voith (2019) - VOITH. Disponível em <http://voith.com/corp-en/drives-transmissions/turbo-gear-units.html?102725%5B%5D=2>. Acesso em 30/10/2019.

Wang et al (2011) - WANG J.; JING, Y.; ZHANG, C.; ZHAI, Z. *Performance comparison of combined cooling heating and power system in different operation modes. Applied Energy*, nº 88, 2011.

Wang et al (2014) - WANG, J.; WU, J.; AHENG, C. *Analysis of tri-generation system in combined cooling and heating mode. Energy and Buildings*, nº 72, 2014, p. 353-360.

Wikipedia(1) (2019) - WIKIPÉDIA. Matriz Energética. Disponível em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Matriz\\_energ%C3%A9tica](https://pt.wikipedia.org/wiki/Matriz_energ%C3%A9tica). Acesso em 28/06/2019.

Wikipedia(2) (2019) - WIKIPÉDIA. Caldeiras Aquatubulares. Disponível em: [https://wiki.eq.uc.pt/mediawiki/index.php/Caldeiras\\_Aquatubulares](https://wiki.eq.uc.pt/mediawiki/index.php/Caldeiras_Aquatubulares). Acesso em 22/07/2019.

Yanagihara (20??) - YANAGIHARA, Jurandir Itzo; Máquinas Térmicas: Turbinas a Vapor, USP – Universidade de São Paulo, 20??.

York (2010) - YORK / Johnson Controls; *YIA Single-Effect Absorption Chillers Steam And Hot Water Chillers*. Milwaukee, USA, 2010.

Zhou et al (2013) - ZHOU, Z.; LIU, P.; LI, Z.; PISTIKOPOULOS, E. N.; GEOGIARDIS, M. C. *Impacts of equipment off-design characteristics on the optimal design and operation of combined cooling, heating and power systems. Computers and Chemical Engineering*, nº 48, 2013, p. 40-47.

## **Apêndices**

## Apêndice 1

### Estimação das potências dos subsistemas associados ao *chiller* de absorção

#### • Bomba de água gelada (para condicionamento de ar)

.Vazão nominal ( $Q_{NOM}$ ): **224 m<sup>3</sup>/hora** (tabela de dados técnicos do *chiller*);

.Altura manométrica ( $H_{NOM}$ ) [correspondente à pressão de trabalho nominal (estática + dinâmica)]: **20 m.c.a.**, considerada/estimada com base em tubulações de 4" (aço carbono), velocidade de escoamento da água da ordem de 3,6 m/s (limite indicado pelo fabricante do *chiller*), desnível geométrico de 10 metros e predominância de trechos retos.

.Rendimento da bomba considerado/estimado ( $\eta$  no ponto de operação de projeto,  $Q_{NOM} \times H_{MAN}$ ): 75 %;

.Expressão de cálculo para determinação da potência mecânica nominal ( $N_{NOM}$ ) da bomba em kW e do motor elétrico em cv:

$$N_{NOM}(kW) = \frac{Q_{NOM} \left( \frac{m^3}{s} \right) \cdot H_{MAN}(m) \cdot \gamma_{\text{ÁGUA}} \left( \frac{N}{m^3} \right)}{\eta_{BOMBA} \cdot 1.000} \quad (AP1.1)$$

$$N_{NOM}(kW) = \{ [ (224/3.600) \times 20 \times 9.806,65 ] / 0,75 \} / 1.000$$

$N_{NOM}(kW) = \mathbf{16,27 kWm}$  (equivalente a 22,12 cv no eixo do motor, já que 1 cv = 0,7355 kW)

.Motor elétrico adotado: **25 cv** (operando com condição de carga de 88,5 % e rendimento estimado em 90 %);

.Potência elétrica necessária: 16,27 kW / 0,9  $\cong$  **18,1 kWe**.

#### • Bomba de água de resfriamento/condensação (*chiller*)

.Vazão nominal ( $Q_{NOM}$ ): **335 m<sup>3</sup>/hora** (tabela de dados técnicos do *chiller*);

.Altura manométrica ( $H_{MAN}$ ) [correspondente à pressão de trabalho nominal (estática + dinâmica)]: **6 m.c.a.**, considerada/estimada com base em tubulações de 6" (aço carbono), velocidade de escoamento da água da ordem de 3,6 m/s (limite indicado pelo fabricante do *chiller* [YOR 10]), desnível geométrico de 3 metros e predominância de trechos retos.

.Rendimento da bomba considerado/estimado ( $\eta$  no ponto de operação de projeto,  $Q_{NOM} \times H_{NOM}$ ): 75 %;

.Expressão de cálculo para determinação da potência mecânica nominal ( $N_{NOM}$ ) da bomba em kW:

$$N_{NOM}(kW) = \frac{Q_{NOM} \left( \frac{m^3}{s} \right) \cdot H_{MAN}(m) \cdot \gamma_{\text{ÁGUA}} \left( \frac{N}{m^3} \right)}{\eta_{BOMBA} \cdot 1.000} \quad (AP1.2)$$

$$N_{NOM}(kW) = \{ [ (335/3.600) \times 6 \times 9.806,65 ] / 0,75 \} / 1.000$$

$N_{NOM}(kW) = \mathbf{7,30 kWm}$  (equivalente a 9,93 cv no eixo do motor, já que 1 cv = 0,7355 kW)

.Motor elétrico adotado: **12,5 cv** (operando com condição de carga de 79,4 % e rendimento estimado em 90 %);

.Potência elétrica necessária: 7,3 kW / 0,9  $\cong$  **8,1 kWe**.

• **Exaustor da torre de resfriamento da água de resfriamento/condensação (*chiller*)**

Para simplificação, e considerando-se que este trabalho não se propõe a detalhar um projeto específico para tal subsistema, alguns critérios para dimensionamento foram definidos com base em metodologia expedita e tabelamentos de dados técnicos obtidos na documentação de especificações de um fabricante de torres de resfriamento de água [Caravela (2014)].

Para a escolha da torre e do motor do seu exaustor, foram levados em consideração os seguintes dados:

- .torre instalada ao ar livre, ao nível do solo, do tipo ar induzido;
- .nível de ruído: modelo silencioso, 78 dB(A) a 2 metros de distância;
- .vazão volumétrica de água (litros/s) que circula na torre (mesma vazão que circula pelo *chiller*): 93,06 litros/s = 335 m<sup>3</sup>/h (tabela de dados técnicos do *chiller*);
- .temperatura de entrada da água na torre (considerada como ligeiramente superior à temperatura de saída da água no *chiller*): 39°C (ver tabela de dados técnicos do *chiller*);
- .temperatura de saída da água na torre (considerada como ligeiramente inferior à temperatura de entrada da água no *chiller*): 29°C (ver tabela de dados técnicos do *chiller*);
- .temperatura de bulbo úmido local (considerada para Minas Gerais): 22°C [INPE (2019)];
- .água industrial, considerada limpa;
- .calor específico da água: 1 kcal / kg . °C
- .salto térmico: (-) 10°C;
- .aproximação ao bulbo úmido (29°C - 22°C) = 7°C;
- .fator de capacidade (fc) [índice definido em tabela específica do fabricante em função da aproximação ao bulbo úmido (7°C) e do salto térmico (10°C)] = 10;
- .torre selecionada na tabela de capacidades do fabricante (para atendimento ao fator de capacidade 6,6, à vazão de água de 335 m<sup>3</sup>/h e ao fator de segurança de 10 a 20 % recomendado pelo fabricante): modelo WTD 291/12 GT II (fc = 10 e vazão máxima nominal de 387 m<sup>3</sup>/h);
- .motor elétrico aplicável à torre selecionada (tabela do fabricante): **20 cv**, 6 pólos (1.200 rpm, 60 Hz);
- .potência elétrica necessária (considerado o rendimento de 90 % para o motor elétrico): (20 cv x 0,7355 kW/cv) / 0,9 ≅ **16,34 kWe**.

Os tabelamentos com os dados técnicos do fabricante [Caravela (2014)] são mostrados a seguir.

### Torres série WT - nível de ruído silencioso (78 db(A) a 2 m)

Modelos tipo silenciosas - G111 - nível de ruído de 78 db (A) a 2 m de distância

Tabela 8 - para o fator de capacidade selecionado:

Modelo	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
WT D	Vazões de água em (m <sup>3</sup> /h)											
81/9	59	79	84	87	96	100	110	113	121	134	135	143
81/12	79	93	97	101	107	112	119	129	135	143	147	155
100/9	77	99	104	109	119	125	133	141	151	167	168	179
100/12	98	116	121	126	133	141	150	161	168	178	184	194
121/9	138	177	185	193	213	223	238	252	269	298	300	320
121/12	175	207	216	225	238	252	267	288	300	318	328	345
151/9	123	159	166	174	179	187	220	226	241	267	269	286
151/12	147	174	182	189	200	211	231	242	252	267	292	290
181/9	139	178	187	196	215	224	240	254	270	301	303	322
181/12	176	208	219	227	240	254	270	290	303	320	331	348
231/9	178	228	239	250	274	287	306	324	347	384	387	411
231/12	225	266	279	290	306	324	343	370	387	409	422	445
291/9	223	287	301	315	345	362	386	408	437	483	489	518
291/12	284	336	352	366	387	408	433	467	489	516	532	560
361/9	278	356	374	391	429	449	479	507	542	600	605	643
361/12	353	416	434	454	479	507	537	580	605	640	661	696

Modelo	Motor (CV-polos)		Peso (kg)		
	Torres com redutor	Operação	com pisc.	sem pisc.	Seco
WTD	standard	silenciosa			
291/9	30 / 4	20 / 5	24.500	29.400	8.780
291/12	30 / 4	20 / 5	25.250	31.250	9.500

Torre modelo WTD 291 / 9 ou / 12

Figura Ap1.1 – Dados técnicos de torres de resfriamento WTD [Caravela (2014)]

## Apêndice 2

### Definição das entalpias específicas (*software CATT3*)

#	Temp	Pressure	Specific Volume	Internal Energy	Specific Enthalpy	Specific Entropy	Quality	Phase	
	C	MPa	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg/K			
▶ 1	490	6,3	0,05296	3061	3395	6,823		Dense Fluid (P>P <sub>C</sub> )	SAÍDA CALDEIRA / ENTRADA TURBINA
2	320	2,1	0,1243	2806	3067	6,819		Superheated Vapor	SAÍDA EXTRACÇÃO 1 – 21 bar
3	147	0,25	0,7582	2569	2759	7,154		Superheated Vapor	SAÍDA EXTRACÇÃO 2 – 2.5 bar
8	40	0,007384	19,52	2430	2574	8,257	1	Saturated Vapor	SAÍDA ESCAPE – 0,7 bar
14	39	0,07	0,001007	163,4	163,4	0,5591		Compressed Liquid	SAÍDA CONDENSADOR – 0,7 bar
15	39,6	0,49	0,001007	165,8	166,3	0,5669		Compressed Liquid	SAÍDA BOMBA CONDENSADOR
17	101	0,105	1,618	2508	2678	7,343	1	Saturated Vapor	ENTRADA GERADOR CHILLER – 1,05 bar
20	85	0,1	0,001032	355,8	355,9	1,134		Compressed Liquid	SAÍDA GERADOR CHILLER – 1 bar
21	135	0,25	0,7341	2550	2733	7,093		Superheated Vapor	ENTRADA PROCESSOS TÉRMICOS
25	99,6	0,1	0,001043	417,2	417,3	1,302		Compressed Liquid	SAÍDA A PROCESSOS TÉRMICOS
26	100	0,49	0,001043	418,8	419,3	1,306		Compressed Liquid	SAÍDA BOMBA PROCESSOS TÉRMICOS
27	91,16	8	0,001033	379,6	387,9	1,2		Compressed Liquid	SAÍDA BOMBA ÁGUA ALIMENTAÇÃO CALDEIRA
28	185	0,25	0,8329	2629	2837	7,334		Superheated Vapor	SAÍDA FICADOR E DESFIBRADOR (MOAGEM)
29	194	0,25	0,8504	2643	2856	7,374		Superheated Vapor	SAÍDA TERNOS MOENDAS (MOAGEM)

Figura Ap2.1 – Entalpias específicas (*software CATT3*)