

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**  
**ESCOLA POLITÉCNICA**  
**PECE – PROGRAMA DE EDUCAÇÃO CONTINUADA EM ENGENHARIA**

**MARCOS ELEODORO DE OLIVEIRA**

**COGERAÇÃO: VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA DE COGERAÇÃO NA  
INDÚSTRIA**

São Paulo

2022



MARCOS ELEODORO DE OLIVEIRA

COGERAÇÃO: VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA DE COGERAÇÃO NA  
INDÚSTRIA

Monografia apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Especialista em Energias  
Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência  
Energética

São Paulo

2022

MARCOS ELEODORO DE OLIVEIRA

COGERAÇÃO: VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA DE COGERAÇÃO NA  
INDÚSTRIA

Monografia apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Especialista em Energias  
Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência  
Energética

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Msc. Ronaldo Andreos

São Paulo

2022

Catálogo-na-publicação

Nome: E. DE OLIVEIRA, Marcos

Título: Cogeração: Viabilidade Técnica-Econômica de Cogeração na Indústria.

Monografia apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Especialista em Energias Renováveis, Geração Distribuída  
e Eficiência Energética.

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof. Dr. \_\_\_\_\_

Instituição: \_\_\_\_\_

Julgamento: \_\_\_\_\_

Prof. Dr. \_\_\_\_\_

Instituição: \_\_\_\_\_

Julgamento: \_\_\_\_\_

Prof. Msc. \_\_\_\_\_

Instituição: \_\_\_\_\_

Julgamento: \_\_\_\_\_

Dedico este trabalho a minha esposa Juliana e aos meus pais Marina e Moacir, que estiveram sempre ao meu lado durante toda esta caminhada.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, por mais esse objetivo concluído na minha vida.

Ao Prof. Msc. Ronaldo Andreos, por ter aceitado o convite em ser meu orientador e pelo tempo dedicado no auxílio para elaboração desse estudo e trabalho.

A minha esposa Juliana e toda minha família pelo incentivo ao estudo, me proporcionando uma base sólida e alicerce, para que eu pudesse seguir confiante naquilo que busco.

Ao meu Gerente Flávio M. Ferreira, por ter me dado apoio quando decidi entrar nesse desafio de cursar essa especialização.

Aos Professores(as) do curso pelo empenho e dedicação nas aulas, e que de maneira direta ou indiretamente contribuíram para o enriquecimento do meu conhecimento em diversas áreas, fazendo com que meu objetivo inicial fosse cumprido com êxito ao longo desse tempo de estudos.

Aos colegas formados durante o curso, pelo companheirismo, troca de conhecimento e principalmente pela motivação passada durante as inúmeras horas de aulas e estudos complementares.



“Sempre que te perguntarem se podes fazer um trabalho, responde que sim e te ponhas em seguida a aprender como se faz.”

(F. Roosevelt)

“É muito melhor arriscar coisas grandiosas, alcançar triunfos e glórias, mesmo expondo-se a derrota, do que formar fila com os pobres de espírito que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem nessa penumbra cinzenta que não conhece vitória nem derrota.”

(T. Roosevelt)

## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo analisar a viabilidade técnica/econômica da implantação de Cogeração em uma indústria existente, onde serão comparados os resultados financeiros analisando a operação da planta com três combustíveis diferentes, sendo Cavaco de Madeira, Gás Natural e Biometano. A energia liberada pelos combustíveis através da queima na fornalha de uma caldeira será transformada em energia térmica e energia elétrica. A energia térmica na forma de vapor é utilizada em diversos processos na indústria, enquanto a energia elétrica, transformação da energia térmica em elétrica no turbogerador, visa atender ao consumo de energia da planta. Atualmente a indústria possui uma caldeira do tipo flamotubular com queima de Gás Natural com capacidade de geração de vapor de 17 t/h com vapor saturado a 10 barg, vapor este destinado aos vários processos da indústria. Para a metodologia de estudo será realizado o balanço térmico da planta com cogeração e calculado o consumo de combustível para os três cenários, sendo o cenário 1 (Cavaco de Madeira), cenário 2 (Gás Natural) e cenário 3 (Biometano), visando atender a demanda térmica e elétrica da indústria. Será calculado o balanço financeiro, assim como payback para implantação da cogeração, que consiste na substituição da caldeira flamotubular existente por uma caldeira do tipo aquatubular de alta pressão com capacidade de geração de vapor superaquecido de 50 t/h a 44 barg e 460 °C, preparada com grelha vibratória para queima de combustível sólido e com queimador com duplo cavalete de gás. O vapor gerado na caldeira será direcionado para uma turbina de reação, condensação com uma extração controlada, o vapor da extração controlada será enviado para o processo e o restante será expandido até a condensação para geração de energia elétrica. Os cálculos mostraram que na operação com Cavaco de Madeira o payback descontado é de 16 anos e a operação com Gás Natural e Biometano torna-se inviável para a concepção de Planta proposta.

Palavras chave: Cogeração. Caldeira flamotubular. Caldeira aquatubular. Turbogenerador. Cavaco de Madeira. Gás Natural. Biometano.

## **ABSTRACT**

This work aims to analyse the technical/economical viability of implementing a Cogeneration in an existing industry, where the financial outcomes will be compared by analyzing the operation of the plant with three different fuels: Wood Chip, Natural Gas and Biomethane. The energy released by the fuels through burning in a boiler furnace will be transformed into thermal and electrical energies. Thermal energy in the form of steam is used in several processes in the industry, while electrical energy, obtained from the transformation of thermal energy in a turbogenerator, aims to supply the energy consumption of the plant. Currently, the industry has a firetube boiler that burns Natural Gas with a steam generation capacity of 17 t/h with saturated steam at 10 barg, which is intended for the several processes in the industry. In the methodology, the thermal balance of the cogeneration plant will be carried out and the fuel consumption calculated for the three scenarios, being scenario 1 (Wood Chip), scenario 2 (Natural Gas) and scenario 3 (Biomethane), aiming to supply the thermal and electrical demand of the industry. The financial balance will be calculated, as well as the payback for the implementation of cogeneration, which consists of replacing the existing firetube boiler with a high pressure watertube boiler with a capacity to generate superheated steam of 50 t/h at 44 barg and 460 °C, prepared with a vibrating grate to burning solid fuel and with a burner with double gas rack. The steam generated in the boiler will be directed to a reaction, condensing and with a controlled extraction turbine, the steam from the controlled extraction will be sent to the process and the rest will be expanded to the condensation to generate electricity. The calculations showed that in the operation with Wood Chips, the discounted payback is 16 years and the operation with Natural Gas and Biomethane becomes unfeasible for the proposed plant design.

Keywords: Cogeneration. Firetube Boiler. Watertube Boiler. Turbogenerator. Wood Chip. Natural Gas. Biomethane

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	16
2. OBJETIVO .....	17
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
3.1. Conceitos e Definições .....	18
3.1.1. Calor.....	18
3.1.2. Energia.....	18
3.1.3. Entalpia .....	18
3.1.4. Entropia .....	19
3.1.5. Temperatura.....	19
3.1.6. Pressão .....	19
3.1.7. 1ª Lei da Termodinâmica.....	20
3.1.8. 2ª Lei da Termodinâmica.....	21
3.1.9. A Lei Zero da Termodinâmica .....	21
3.1.10. Capacidade de Produção de Vapor .....	22
3.1.11. Cogeração.....	22
3.1.12. Cogeração com Ciclo Rankine .....	26
3.2. Caldeira Flamotubular .....	27
3.3. Caldeira Aquatubular .....	30
3.3.1. Fornalha .....	31
3.3.2. Grelha Vibratória .....	32
3.3.3. Queimadores.....	33
3.3.4. Superaquecedor.....	34
3.3.5. Evaporador.....	35
3.3.6. Pré-aquecedor de Ar .....	36
3.3.7. Economizador .....	37
3.3.8. Chaminé .....	38
3.4. Combustível Utilizados em Plantas de Cogeração .....	39
3.4.1. Cavaco de Madeira .....	39
3.4.2. Gás Natural .....	43
3.4.3. Biometano .....	43
4. ESTUDO DE CASO.....	45

4.1.	Cálculo do consumo de Gás Natural da planta existente .....	45
4.2.	Balanço Térmico da Cogeração .....	46
4.2.1.	Cálculo do Consumo de Combustível .....	48
4.2.2.	Cálculo da Potência Elétrica Total Gerada e Balanço de Massa e Energia da Planta.....	49
4.3.	Cálculo do Custo dos Combustíveis para cada cenário .....	57
4.4.	Cálculo do Custo da Energia Elétrica Gerada na Cogeração.....	63
4.5.	Investimento Total para Implantação da Cogeração .....	64
4.6.	Fluxo de Caixa.....	64
5.	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	67
6.	CONCLUSÃO .....	70
	<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</u>	71

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Exemplo de um sistema de cogeração (VAN WYLEN, 1994). .....	23
Figura 2 – Unidade motora simples ciclo de Rankine (VAN WYLEN, 1994). .....	26
Figura 3 – Caldeira Flamotubular Escocesa (MARTINELLI, 1998). .....	27
Figura 4 – Caldeira Flamotubular TPS-30000 (DANPOWER, 2021).....	28
Figura 5 – Caldeira Flamotubular TPS-30000 fabricação (DANPOWER, 2021). ....	29
Figura 6 – Caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	30
Figura 7 – Fornalha de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).....	31
Figura 8 – Grelha vibratória caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	32
Figura 9 – Queimador Gás Natural cald. MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	33
Figura 10 – Superaquecedor de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).....	34
Figura 11 – Evaporador caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	35
Figura 12 – Pré-aquecedor de ar caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	36
Figura 13 – Economizador de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021). .....	37
Figura 14 – Chaminé de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).....	38
Figura 15 – Cavaco de Madeira combustível (DANPOWER, 2021).....	41
Figura 16 – Recebimento de Cavaco em galpão (DANPOWER, 2021) .....	42
Figura 17 – Estoque de biomassa no galpão coberto (DANPOWER, 2021) .....	42
Figura 18 – Fluxograma da Planta de Cogeração.....	47
Figura 19 – Fluxo de Caixa Acumulado .....	69

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fatores Fc% e X da cogeração qualificada. ....	25
Tabela 2 – Poder calorífico superior da biomassa base seca (CORTEZ, 2008). ....	40
Tabela 3 – Anexo 1 – Tarifas de Gás canalizado área de concessão da Comgás - Segmento Industrial (DELIBERAÇÃO ARSESP nº 1.329 01-09-2022). ....	57
Tabela 4 – Anexo 2 – Tarifas de Gás canalizado área de concessão da Comgás - Segmento Cogeração (DELIBERAÇÃO ARSESP nº 1.329 01-09-2022). ....	60
Tabela 5 – Distribuição em cascata do custo variável.....	61
Tabela 6 – Cálculo custo de Energia Elétrica - Convencional.....	64
Tabela 7 – Fluxo de Caixa para Cenário 1.....	65
Tabela 8 – Fluxo de Caixa para Cenário 2.....	65
Tabela 9 – Fluxo de Caixa para Cenário 3.....	66
Tabela 10 – Valor Presente dos Fluxos de Caixa e Payback Descontado.....	68

## 1. INTRODUÇÃO

A cogeração consiste no processo de produção simultânea ou sequencial de duas ou mais formas de energia, térmica e mecânica, a partir de um único combustível, como Óleo, Carvão, Gás Natural ou Liquefeito, Biomassa e energia solar (SIMÕES MOREIRA, J.R. 2021). Com foco no presente trabalho destacamos a caldeira e a turbina a vapor com sendo os principais equipamentos de uma planta de cogeração, portanto o fluido a ser utilizado é o vapor de água.

Vapor de água é usado como meio de geração, transporte e utilização de energia desde os primórdios do desenvolvimento industrial. Inúmeras razões colaboraram para geração de energia através do vapor (Bizzo, 2003). A água é o composto mais abundante da Terra, portanto de fácil obtenção e baixo custo. Na forma de vapor tem alto conteúdo de energia por unidade de massa. A temperatura e pressão de saturação permitem utilização como fonte de calor a temperaturas médias e de larga utilização industrial com pressões de trabalho perfeitamente toleráveis pela tecnologia disponível, já há muito tempo (Oliveira M. E., 2008).

As caldeiras vêm sendo utilizadas ao longo de todo o período de industrialização mundial como um dos principais meios de geração de energia térmica utilizada no acionamento de máquinas e também nos mais diversos processos industriais. Uma caldeira operada em condições normais é um equipamento que gera uma dada quantidade de vapor a uma determinada pressão e temperatura. O vapor é obtido pelo aquecimento de água em um tubulão, e a energia térmica necessária para este processo é gerada por uma fornalha onde se queimam os mais variados combustíveis (Biomassa, Gás Natural, Biometano e outros). O processo de geração de vapor, portanto, envolvem algumas variáveis básicas, que são a quantidade de água inserida no tubulão para ser aquecida e convertida em vapor e a quantidade de combustível que fornecerá a energia necessária para o aquecimento desta água.

Os turbogeradores são equipamentos que utilizam o vapor (energia térmica) para transformar a energia calorífica liberada pela queima de combustível nas fornalhas de caldeiras em movimento de rotação na turbina, que possui o eixo acoplado a um gerador, portanto a energia cinética é convertida em energia elétrica.



## **2. OBJETIVO**

O objetivo principal deste trabalho é simular a implementação de uma cogeração em uma determinada indústria e informar o combustível que trará o melhor retorno financeiro ao investidor.

Os objetivos específicos são:

Apresentar o Biometano (Gás Natural Renovável) como uma fonte de energia que poderá ser utilizado em substituição aos combustíveis fósseis.

Realizar o balanço térmico da planta com cogeração e calcular o consumo de combustível para os três cenários, sendo operação da caldeira com Cavaco de Madeira, Gás Natural e Biometano.

Apresentar o fluxo de caixa acumulado, payback acumulado, VPL e TIR.

### **3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **3.1. Conceitos e Definições**

##### **3.1.1. Calor**

É definido como sendo a forma de transferência de energia, através da fronteira de um sistema numa dada temperatura, a outro sistema (ou o meio), numa temperatura inferior, em virtude da diferença de temperatura entre ambos (VAN WYLEN, 1994). Isto é, o calor é transferido do sistema de temperatura superior ao de temperatura inferior e a transferência de calor ocorre unicamente devido à diferença de temperatura entre eles. A unidade de calor no Sistema Internacional é o joule (J).

##### **3.1.2. Energia**

Energia é a capacidade de produzir um efeito. É importante notar que ela pode ser acumulada num sistema e pode ser transferida, por exemplo: como o calor, do sistema para outro sistema (VAN WYLEN, 1994).

##### **3.1.3. Entalpia**

A entalpia  $H$  é a grandeza física que descreve a energia interna total de um sistema, ou seja, é o calor por unidade de massa (VAN WYLEN, 1994). No Sistema Internacional, a unidade da entalpia é o joule por quilograma (J/Kg). Matematicamente pode ser definida pela função de estado introduzida por Josiah Willard Gibbs:

$$H = U + PV \quad (3.1)$$

Onde  $U$  é a energia interna do sistema e  $PV$  é o produto da pressão pelo volume. Atualmente é a forma mais usada para expressar o conteúdo calorífico de uma substância química. Por unidade de massa, obtemos a entalpia específica  $h$ :

$$h = u + pv \quad (3.2)$$

#### **3.1.4. Entropia**

A entropia é uma medida da desordem num sistema, em outras palavras é medida da energia tornada indisponível ou desperdiçada dentro da máquina (HALLIDAY, 1996). Durante a expansão do vapor num motor de êmbolos ou turbina, se a entropia não aumenta, não há perdas, mas se a entropia aumenta, alguma energia é perdida que não pode ser convertida em trabalho útil. A entropia é então uma medida da degradação de um sistema capaz de produzir energia. No Sistema Internacional, a unidade de entropia é o Joule por quilograma Kelvin (J/Kg.K).

#### **3.1.5. Temperatura**

A Temperatura é um parâmetro físico descritivo de um sistema que vulgarmente se associa às noções de frio e calor, bem como às transferências de energia térmica. Sob o ponto de vista microscópico, pode ser definida como a medida da energia cinética associada ao movimento aleatório das partículas que compõem um dado sistema físico (WIKIPÉDIA, 2022). No sistema Internacional, a unidade de temperatura é o grau Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ).

#### **3.1.6. Pressão**

É a componente normal da força por unidade de área (VAN WYLEN, 1994). A pressão num ponto de um fluido em equilíbrio é a mesma em todas as direções. A unidade de pressão no Sistema Internacional é o Pascal (Pa) e corresponde a um Newton agindo em uma área de um metro quadrado, isto é ( $\text{N/m}^2$ ).

Em muitas investigações termodinâmicas nos preocupamos com a pressão absoluta. A maioria dos manômetros de pressão e de vácuo, entretanto, mostram a diferença entre a pressão absoluta e a atmosférica, diferença esta chamada de pressão manométrica ou efetiva.

### 3.1.7. 1ª Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é comumente chamada de lei da conservação da energia e estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a integral cíclica do calor é proporcional a integral cíclica do trabalho (VAN WYLEN, 1994).

A primeira lei da termodinâmica para um sistema operando em um ciclo pode ser escrita da seguinte forma:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (3.3)$$

O símbolo  $\oint \delta Q$ , denominado integral cíclica do calor transferido, representa o calor líquido transferido durante o ciclo, e  $\oint \delta W$ , a integral cíclica do trabalho, representa o trabalho líquido durante o ciclo.

No estudo da termodinâmica é conveniente considerar-se separadamente as energias do sistema, sendo as mesmas divididas em três componentes:

- Energia interna devido ao estado  $U$  ;
- Energia cinética devido ao movimento  $\frac{1}{2}mv^2$  ;
- Energia potencial devido à altura  $mgz$  .

Assim,

$$E = U + \frac{1}{2}mv^2 + mgz \quad (3.4)$$

O significado físico da propriedade  $E$  é o de representar toda a energia de um sistema em um único estado.

### **3.1.8. 2ª Lei da Termodinâmica**

A segunda lei envolve o fato de que processos ocorrem num dado sentido e não no oposto. Uma xícara de café quente esfria em virtude da transferência de calor para o meio, porém calor não será transferido do meio mais frio para a xícara de café mais quente. Baseados nessa teoria existem dois enunciados clássicos para a segunda lei:

Enunciado de Kelvin-Planck: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico (VAN WYLEN, 1994).

Enunciado de Clausius: É impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo, e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente (VAN WYLEN, 1994).

### **3.1.9. A Lei Zero da Termodinâmica**

A Lei Zero da termodinâmica diz que, quando dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, eles terão igualdade de temperatura entre si (VAN WYLEN, 1994). Entretanto, sendo esse fato não difusível de outras leis e uma vez que na apresentação da termodinâmica ela precede a primeira e a segunda lei, recebe a denominação de “Lei Zero da Termodinâmica”.

Essa lei constitui a base para medição da temperatura, porque podemos colocar números no termômetro de mercúrio e sempre que um corpo tiver igualdade de temperatura com o termômetro poderemos dizer que o corpo apresenta temperatura lida no termômetro. O problema permanece, entretanto, em relacionar as temperaturas lidas em diferentes termômetros de mercúrio ou as obtidas através de diferentes aparelhos de medida de temperatura, tais como pares termoelétricos e termômetros de resistência. Isso sugere a necessidade de uma escala padrão para as medidas de temperatura.

### 3.1.10. Capacidade de Produção de Vapor

A capacidade de produção de vapor de uma instalação é expressa frequentemente em quilogramas de vapor por hora (Kg/h) (MARTINELLI, 1998). Mas, para valores distintos de temperatura e pressão, o vapor possui quantidades diferentes de energia, por isso, expressa-se a capacidade de uma caldeira em forma de calor total transmitido por unidade de tempo (Kcal/h ou KJ/s).

Assim:

$$Q = \dot{m}_v (h_{TOT} - h_L) \quad (3.5)$$

Onde:

$Q$  = Capacidade de produção de vapor (Kcal/h ou KJ/s);

$\dot{m}_v$  = Vazão mássica de vapor produzido (Kg/h ou Kg/s);

$h_{TOT}$  = Entalpia total do vapor na saída (Kcal/Kg ou KJ/Kg);

$h_L$  = Entalpia da água de alimentação (Kcal/Kg ou KJ/Kg).

### 3.1.11. Cogeração

SIMÕES MOREIRA, J.R. (2021) defini cogeração como sendo um processo de produção simultânea ou sequencial de duas ou mais formas de energia, térmica e mecânica, a partir de um único combustível, como Biomassa, Gás natural, Biometano. Por meio da cogeração é possível obter um aproveitamento de até 85% da energia primária contida no combustível, a qual pode ser transformada em energia mecânica na forma de força motriz, ou eletricidade, mais energia térmica na forma de ar quente, vapor e água gelada, estes podendo ser utilizados nos mais diversos processos das indústrias.

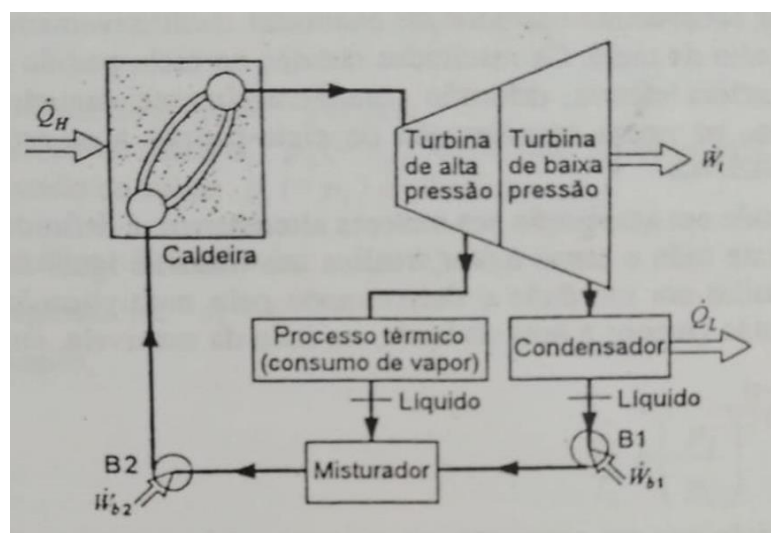
Uma planta de cogeração consiste em combinar os processos de produção de energia elétrica com outra forma de energia térmica, de maneira a melhor transformar a energia química contida no combustível em energia útil, portanto a cogeração pode ser aplicada a qualquer empreendimento no qual exista demanda de energia elétrica

e térmica simultaneamente. O resultado da operação da planta dependerá de um projeto criterioso, levando em consideração o balanço térmico e elétrico ideal, a disponibilidade e as condições econômicas alternativas dos insumos energéticos.

Na cogeração pode-se usar uma máquina térmica principal, no caso a caldeira a vapor, que transforma a energia química do combustível em energia mecânica ou térmica. Com a aplicação do ciclo Rankine, o objetivo é a produção da energia eletromecânica principal, e por meio da cogeração, parte da energia que seria rejeitada e descartada na atmosfera através da chaminé de uma caldeira (gases resultantes da combustão com alta temperatura, portanto com considerável energia presente) é reaproveitado em outra forma de energia, aumentando o fator de utilização de energia do ciclo.

Nas indústrias que utilizam ciclos de potência a vapor para gerar eletricidade e o processo produtivo requer uma fonte de energia (na forma de vapor), é utilizado o vapor expandido até uma pressão intermediária numa turbina de alta pressão, dispensando assim a necessidade de uma segunda caldeira dedicada apenas para o processo produtivo (VAN WYLEN, 1994).

A figura 1 apresenta um arranjo típico de cogeração, onde o vapor efluente da turbina de alta pressão é encaminhado ao processo (VAN WYLEN, 1994).



**Figura 1 – Exemplo de um sistema de cogeração (VAN WYLEN, 1994).**

O Fator de Utilização de Energia (FUE) pode ser expresso conforme equação 3.6 abaixo (SIMÕES MOREIRA, J.R. 2021):

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_u}{\dot{m} \times PCI} \quad (3.6)$$

Onde:

$FUE$  = Fator de Utilização de Energia (%)

$\dot{W}$  = Potência de eixo produzida pela máquina (kW)

$\dot{Q}_u$  = Taxa de calor útil produzido ou recuperado (kW)

$PCI$  = Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)

$\dot{m}$  = vazão mássica de combustível (kg/s)

A Resolução Normativa Aneel n° 235 de 14 de novembro de 2006 estabelece os requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogeneradoras de energia, portanto para se enquadrar na modalidade de cogeração qualificada e ter os benefícios a participação nas políticas de incentivo ao uso racional dos recursos energéticos, deve atender aos seguintes requisitos:

1 – Estar regularizada perante a Aneel, conforme o disposto na legislação específica e na Resolução n° 112 de 18 de maio de 1999, ao qual foi revogada e substituída pela Resolução Normativa n° 390 de 15 de dezembro de 2009.

2 – Atender aos requisitos mínimos de racionalidade energética mediante o cumprimento das equações 3.7 e 3.8 respectivamente:

$$\frac{Et}{Ef} \geq 15\% \quad (3.7)$$

$$\left( \frac{Et}{Ef} \right) \div X + \frac{Ee}{Ef} \geq Fc\% \quad (3.8)$$

Onde:



$E_f$  = Energia da fonte, energia recebida pela central termelétrica cogeneradora em regime de operação médio (KWh/h), com base no poder calorífico inferior (PCI) do combustível;

$E_e$  = Energia da utilidade eletromecânica, energia cedida pela central termelétrica cogeneradora em regime de operação médio (KWh/h), em termos líquidos, ou seja, descontando da energia bruta gerada o consumo em serviços auxiliares elétricos da central;

$E_t$  = Energia da utilidade calor, energia cedida pela central termelétrica cogeneradora em regime de operação médio (KWh/h), em termos líquidos, ou seja, descontando da energia brutas entregues ao processo as energias de baixo potencial térmico que retornam a central;

$F_c\%$  = Fator de cogeração: parâmetro definido em função da potência instalada e da fonte de energia primária da central termelétrica cogeneradora que se aproxima do conceito de eficiência energética;

$X$  = Fator de ponderação: parâmetro adimensional definido em função da potência instalada e da fonte de energia primária da central termelétrica cogeneradora, obtido da relação entre a eficiência de referência da unidade calor e da eletromecânica, em processos de conversão para obtenção em separado dessas utilidades.

Os fatores  $F_c\%$  e  $X$  podem ser obtidos através da tabela 1 abaixo:

**Tabela 1 – Fatores  $F_c\%$  e  $X$  da cogeração qualificada.**

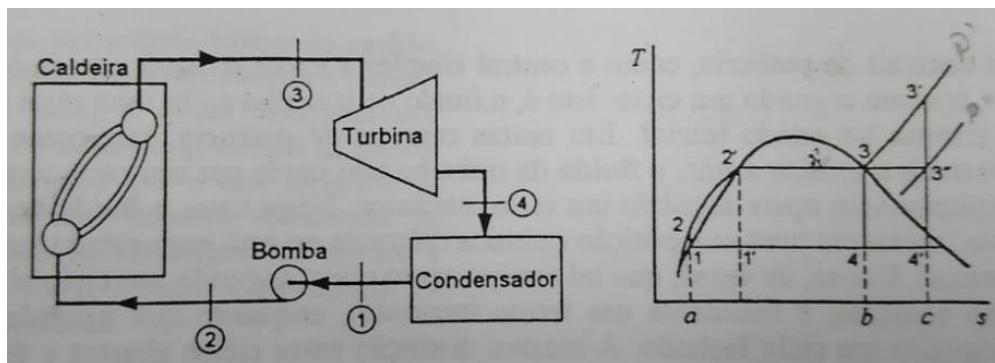
Fonte/potência elétrica instalada	$X$	$F_c\%$
<b>Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:</b>		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
<b>Demais combustíveis:</b>		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
<b>Calor recuperado de processo:</b>		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

### 3.1.12. Cogeração com Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é o ciclo ideal que pode ser aproximado na prática, pois considera que o fluido bombeado na bomba está no estado líquido e o vapor é superaquecido a pressão constante, no processo 3-3'. Os principais equipamentos que compõe uma cogeração com ciclo Rankine são: Gerador de vapor com superaquecedor incorporado (caldeira), turbina a vapor, condensador e bomba.

O ciclo Rankine é baseado em quatro processos que correm em regime permanente. No estado 1 temos líquido saturado e no estado 3 vapor saturado ou superaquecido, como o ciclo 1-2-3'-4'-1 (VAN WYLEN, 1994). A figura 2 apresenta o diagrama T-s referente ao ciclo e os processos que o compõe são:

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba;
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3-4: Expansão adiabática reversível na turbina;
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante no condensador.



**Figura 2 – Unidade motora simples ciclo de Rankine (VAN WYLEN, 1994).**

Se as variações de energia cinética e potencial forem desprezadas, as transferências de calor e o trabalho líquido podem ser representados pelas diversas áreas do diagrama T-s. O calor transferido ao fluido de trabalho é representado pela área a-2-2'-3-b-a ( $q_H$ ) e o calor transferido do fluido de trabalho pela área a-1-4-b-a. Utilizando a primeira lei da termodinâmica, podemos concluir que a área que representa o trabalho é igual a diferença entre essas duas áreas, isto é, 1-2-2'-3-4-1 ( $\dot{W}_{liq}$ ). O rendimento térmico é definido pela equação 3.9 abaixo:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{\text{área } 1-2-2'-3-4-1}{\text{área } a-2-2'-3-b-a} \quad (3.9)$$

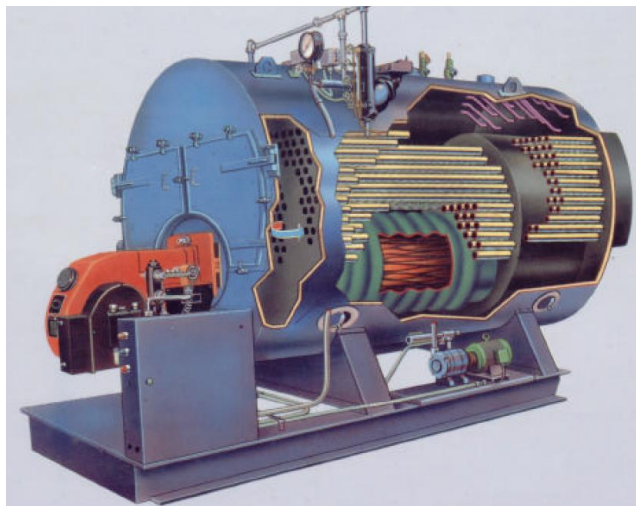
Na análise do ciclo de Rankine é útil considerar que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado aumentará o rendimento do ciclo de Rankine.

Vale ressaltar que, na análise do ciclo apresentado, as variações de energia cinética e potencial, de um ponto do ciclo a outro, são desprezadas, em geral isso é uma hipótese razoável para os ciclos reais.

### 3.2. Caldeira Flamotubular

Caldeiras flamotubulares são aquelas nos quais os gases de combustão (fumos) atravessam a caldeira no interior dos tubos que se encontram circundados por água, cedendo calor à mesma (MARTINELLI, 1998).

De acordo com o uso, capacidade, pressão, posição da fornalha e dos tubos existem vários métodos de classificação de caldeiras flamotubulares. Daremos destaque aqui a caldeira flamotubular horizontal Escocesa.



**Figura 3 – Caldeira Flamotubular Escocesa (MARTINELLI, 1998).**

A caldeira flamotubular horizontal Escocesa é o tipo mais moderno e evoluído entre as flamotubulares, além de não exigir gastos com instalações especiais e custosas, podendo ser instalada sobre piso de concreto simples e nivelado, após conectar a fonte de água e energia está apta a operar.

Esse tipo de caldeira é constituído de um corpo cilíndrico principal, chamado de tubulão, e dentro do mesmo há um tubo circular horizontal que é a fornalha, esta é banhada pela água a fim de resfriar o material garantindo que o mesmo não venha a ter falha por superaquecimento devido alta temperatura da chama. Além da fornalha o tubulão comporta uma determinada quantidade de tubos horizontais de diâmetros menores chamados tubos vaporizantes.

Os principais combustíveis que essas unidades operam são óleo combustível e Gás natural, e a circulação dos gases se dá através do ar insuflado para dentro da fornalha em alta pressão, fazendo com que os gases resultantes da combustão circule interno a fornalha e interno aos tubos vaporizantes, e assim então seja lançado para atmosfera com o auxílio de uma chaminé instalada após a saída do economizador, quando existente na caldeira.

Essas unidades possuem elevado rendimento térmico, podendo ultrapassar 90% quando operada com Gás natural. São indicadas para pressão de operação até 21 barg e com capacidade de geração de vapor de até 34 t/h.

As figuras abaixo apresenta uma caldeira flamotubular fabricada para operar com Gás natural, geração 30 t/h de vapor saturado à 15 barg.



**Figura 4 – Caldeira Flamotubular TPS-30000 (DANPOWER, 2021).**

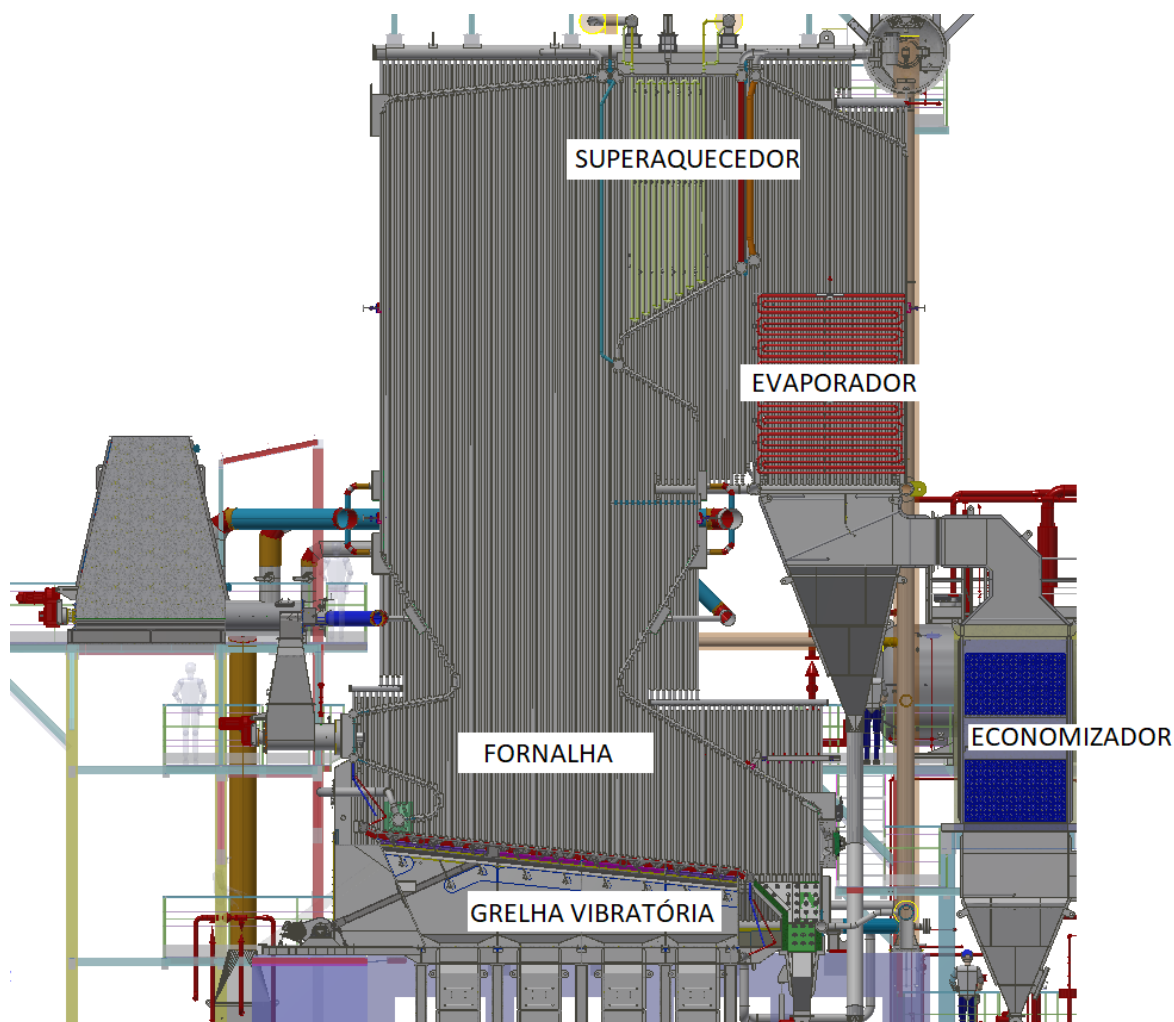


**Figura 5 – Caldeira Flamotubular TPS-30000 fabricação (DANPOWER, 2021).**

### 3.3. Caldeira Aquatubular

As caldeiras aquatubulares têm a produção de vapor dentro de tubos que são interligados ao reservatório cilíndrico horizontal, conhecido como tubulão superior, onde na parte superior se dá à separação da fase líquida e do vapor, e na parte inferior é feita à decantação e purga dos sólidos em suspensão (BIZZO, 2003).

Para ilustrar os principais componentes de uma caldeira aquatubular, será utilizado o modelo MD-FV-50 (figura 6), com fornalha, grelha vibratória, superaquecedor, tubos evaporadores, pré-aquecedor de ar, economizador e chaminé (DANPOWER, 2021).

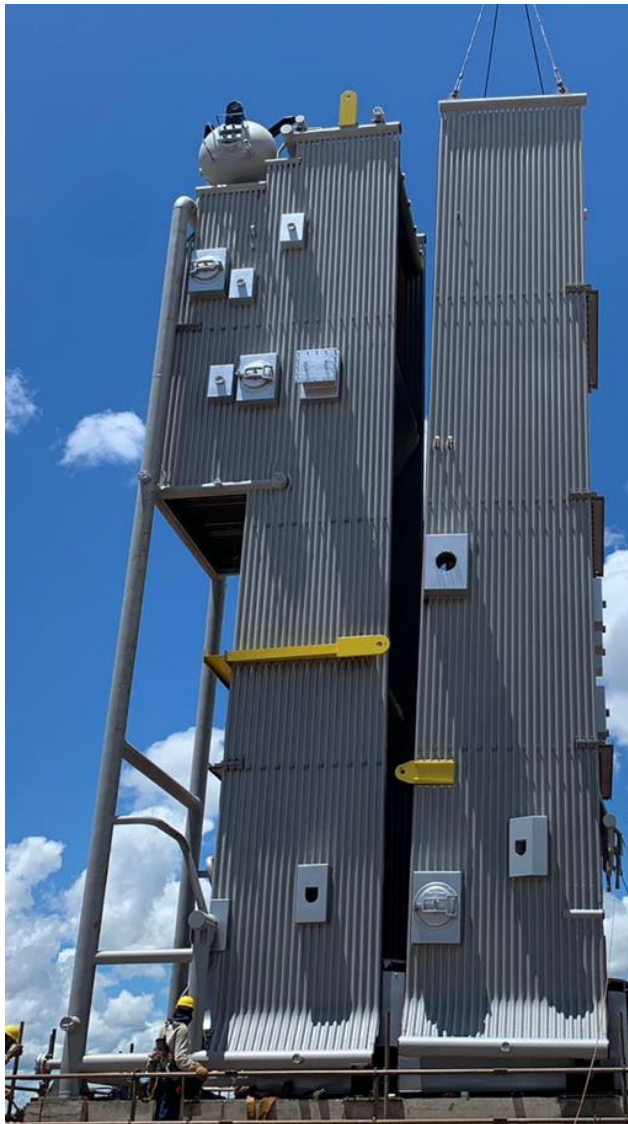


**Figura 6 – Caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**



### 3.3.1. Fornalha

Fornalha é a denominação genérica que se dá para o local onde se queima o combustível (PERA, 1973). É a parte da caldeira onde ocorrem os processos mais importantes e decisivos para o desempenho satisfatório do equipamento. Neste componente, deve-se alcançar a mais perfeita combustão, simultaneamente da energia calorífica compatível com as necessidades operativas.



**Figura 7 – Fornalha de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**

### 3.3.2. Grelha Vibratória

A grelha vibratória constitui o sistema de combustão de uma caldeira, é resfriada a água e acionada por motores elétricos, própria para a queima de combustível celulósico picado ou biomassa residual com maior umidade, cinzas e granulometria controlada (DANPOWER, 2021).

O equipamento de combustão possui furação que permite a entrada do ar de combustão para dentro da fornalha através de orifícios localizados nas aletas entre os tubos. Na parte inferior da grelha são instaladas câmaras com registro, que permite ajustar a distribuição do ar ao longo da grelha, otimizando-se assim a queima em função do combustível utilizado.

O sistema de vibração é promovido mecanicamente, com uma amplitude de 3,0 mm, dessa forma a limpeza é feita automaticamente, pela vibração da mesma que provoca um deslocamento do combustível e das cinzas para a parte frontal da grelha onde está localizada a moega de retirada das cinzas.



**Figura 8 – Grelha vibratória caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**



### 3.3.3. Queimadores

Os queimadores são equipamentos instalados nas fornalhas de caldeiras e tem a função de misturar o combustível com o ar promovendo uma queima adequada e eficiente de combustíveis líquidos ou gasosos, uma vez que estes não seria possível a queima utilizando uma grelha vibratória por exemplo.

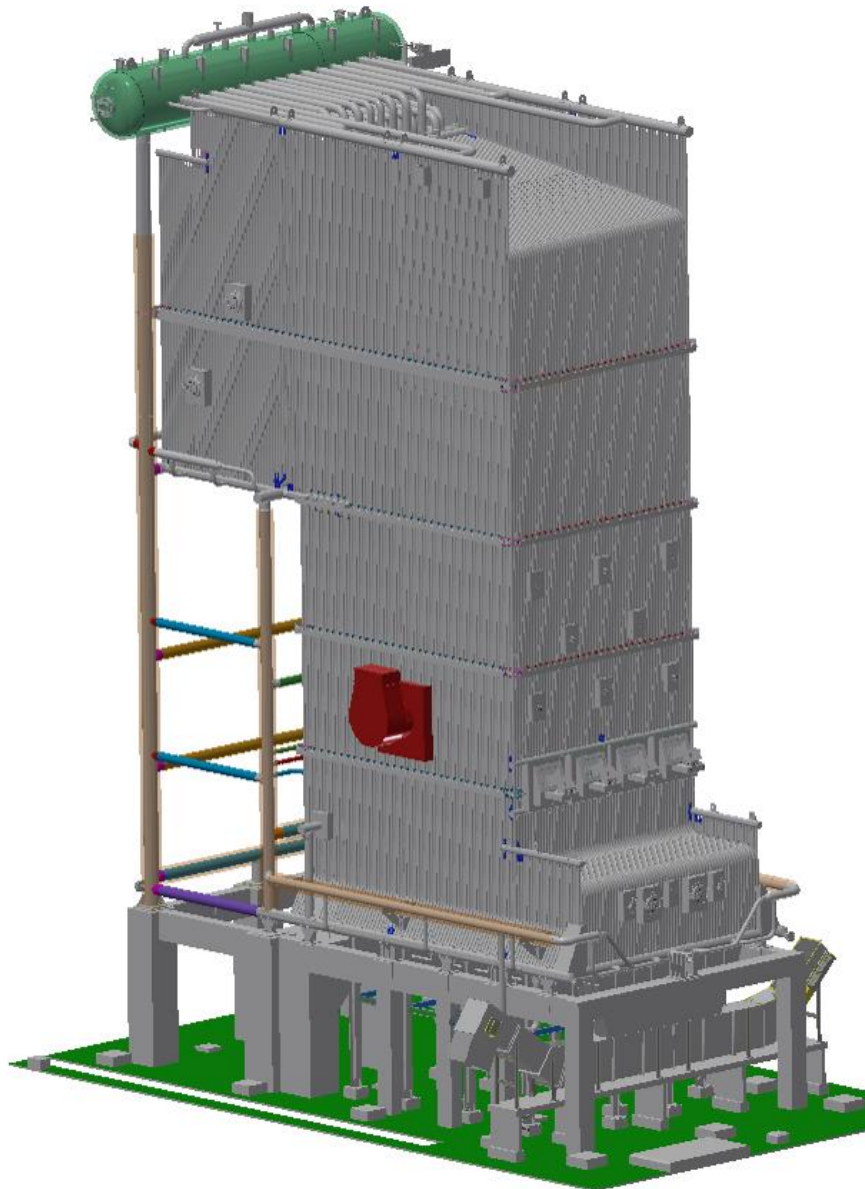


Figura 9 – Queimador Gás Natural cald. MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).

#### 3.3.4. Superaquecedor

No interior dos tambores das caldeiras o vapor formado permanece em equilíbrio com a fase líquida a temperatura de vaporização constituído o chamado vapor saturado. Este vapor é extraído da caldeira, geralmente úmido, contendo 0,1 a 5% de água arrastada, dependendo da eficiência de separação dos dispositivos internos do tambor (PERA, 1973).

Se a este vapor adiciona-se mais calor, mantendo-o a mesma pressão, elevamos a sua temperatura acima da temperatura de vaporização, tornando-o superaquecido. Os aparelhos que permitem essa elevação de temperatura são denominados superaquecedores.



**Figura 10 – Superaquecedor de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**

### 3.3.5. Evaporador

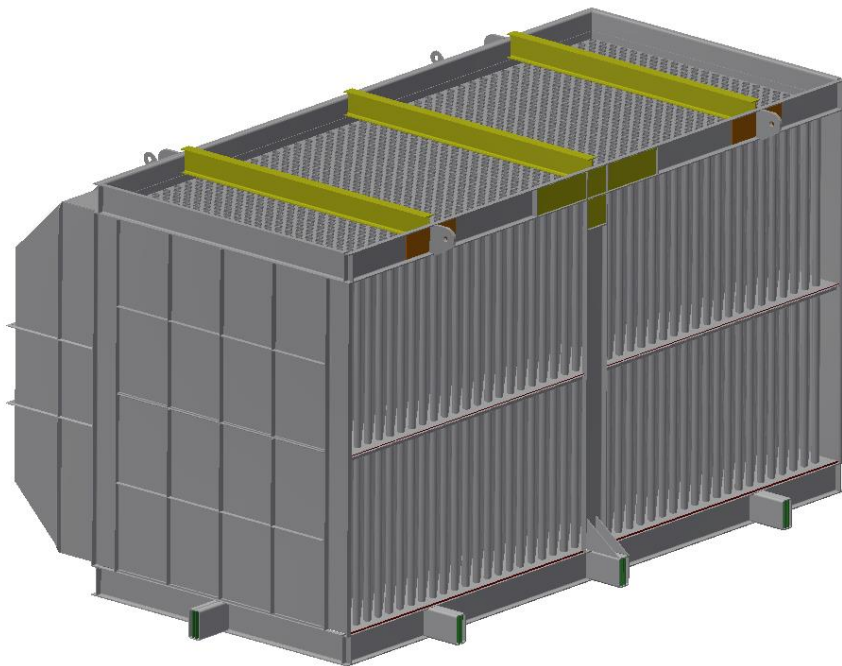
Os tubos evaporadores, também chamado de feixe de convecção pelo fato da maior parte da troca de calor entre os gases e a água em seu interior ser por convecção, é constituído por tubos horizontais soldados aos coletores inferiores e superiores (PERA, 1973). O vapor gerado no interior dos tubos é transferido ao tambor de vapor por meio dos tubos das paredes d'água laterais e traseira.



**Figura 11 – Evaporador caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**

### 3.3.6. Pré-aquecedor de Ar

Os pré-aquecedores de ar são trocadores de calor gás-gás que elevam a temperatura do ar de combustão antes de sua entrada na fornalha, através da troca de calor com os produtos de combustão saindo da caldeira. Além da vantagem de aumento de rendimento térmico por diminuição das perdas nos gases de exaustão, o ar pré-aquecido melhora o funcionamento e rendimento da fornalha (BIZZO, 2003).



**Figura 12 – Pré-aquecedor de ar caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).**



### 3.3.7. Economizador

São aparelhos destinados a elevar a temperatura da água de alimentação, antes de introduzi-la no interior da caldeira, aproveitando o calor sensível ainda disponível nos gases de combustão, após sua passagem pelas ultimas partes da própria caldeira (BIZZO, 2003).

A água ingressando a caldeira com temperaturas próximas a de vaporização, contribui para que a pressão de trabalho permaneça mais estável. Acumulando a essa vantagem, registra-se um aumento da eficiência térmica do equipamento, resultando também num menor consumo de combustível.



Figura 13 – Economizador de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021).

### 3.3.8. Chaminé

Embora nesse tipo de instalação a tiragem dos fumos da fornalha é do tipo mecânica, ou seja com o auxílio de ventilador de tiragem induzida, a chaminé continua a fazer parte da instalação, e tem a função de caminho condutor dos gases combustíveis para a atmosfera (PERA, 1973). Com essa função, sua altura é determinada pelos estabelecimentos e prédios vizinhos a casa de caldeira, a fim de impedir o retorno dos gases para qualquer dependência interna dos edifícios. Em novas instalações de caldeira é realizado um estudo de dispersão dos gases, de maneira a estar de acordo com os critérios estabelecidos por órgãos ambientais locais.



**Figura 14 – Chaminé de uma caldeira MD-FV-50 (DANPOWER, 2021)**

### **3.4. Combustível Utilizados em Plantas de Cogeração**

Em plantas de cogeração é imprescindível a utilização de combustíveis que se tenha o melhor retorno térmico e financeiro para a instalação. Dentre vários combustíveis possíveis de se operar a planta destacamos aqui a Biomassa, representada pelo Cavaco de Madeira, o Gás Natural e o Biometano.

#### **3.4.1. Cavaco de Madeira**

A potencialidade de um combustível de Biomassa, no caso o Cavaco de Madeira, pode ser determinada conhecendo as suas características químicas e térmicas fundamentais, ou seja, sua composição química e seu potencial calórico. Essas características fundamentais são composição elementar, composição imediata e poder calorífico (CORTEZ, 2008).

A composição elementar de uma amostra é o conteúdo em porcentagem de massa de carbono (C), hidrogênio (H), enxofre (S), oxigênio (O), nitrogênio (N), umidade (W) e material residual (cinzas) (A). É a característica técnica mais importante do combustível e constitui a base para análise dos processos de combustão, tais como cálculos dos volumes de ar, gases, entalpia, determinando o poder calorífico do combustível (CORTEZ, 2008).

Em geral a maioria dos tipos de biomassa tem um teor de cinzas (A) que não ultrapassa 2%, com exceção da casca de arroz, casca de coco e ramas de algodão. A biomassa é composta, em sua maior parte, de carbono e oxigênio (cerca de 80%). O teor de carbono da biomassa é muito menor do que o carvão mineral, e do petróleo, enquanto o teor de oxigênio é muito maior.

O poder calorífico de um energético qualquer pode ser definido como a quantidade de energia liberada na forma de calor durante a combustão completa da unidade de massa do combustível, podendo ser medido em KJ/kg. O valor desse parâmetro pode variar muito de acordo com o teor de umidade da biomassa. Define-se poder calorífico inferior (PCI), ao invés de poder calorífico superior (PCS), quando não se considera o calor latente de condensação da umidade dos produtos da combustão. A diferença entre o PCS e PCI é a energia requerida para evaporar a

umidade presente no combustível e a água de formação obtida a partir da oxidação do hidrogênio do combustível.

Como em instalações industriais a temperatura dos gases de saída geralmente é maior que a temperatura de condensação, o calor latente não é utilizado. Nesse caso, o PCI é de maior aplicação. Mede-se o poder calorífico superior de um combustível em bomba calorimétrica adiabática utilizando técnicas padrão ASTM Standard Method for Gross Calorific Value of Solid Fuel by the Adiabatic Bomb Calorimeter, D 2015-77 (ASTM, 1983).

**Tabela 2 – Poder calorífico superior da biomassa base seca (CORTEZ, 2008).**

Tipo de Biomassa	Poder Calorífico Superior base seca (PCS) (MJ/kg)
Pinus	20,02
Eucalipto	19,42
Casca de arroz	16,14
Bagaço de cana	17,33

Para converter o poder calorífico superior de base seca para base de trabalho utiliza-se a seguinte equação:

(3.10)

$$PCS^t = PCS^s(100 - W^t)$$

Para converter o poder calorífico superior de base seca para poder calorífico inferior de base de trabalho utiliza-se a seguinte equação:

(3.11)

$$PCI^t = [(PCS^s - \lambda(r + 0,09H^s))(100 - W^t)/100]$$

Onde  $\lambda$  = calor latente da água = 2,31 MJ/kg a 25 °C e  $r = W^t/100 - W^s$

A fórmula de Mendeliv para o cálculo do poder calorífico inferior (em KJ/kg) a partir dos dados da composição elementar do combustível é a seguinte:

(3.12)

$$PCI^t = 339C^t + 1030H^t - 109(O^t - S^t) - 24W^t$$



A fim de se ter uma boa alimentação de combustível para fornalha da caldeira, o ideal é que a granulometria das lascas de madeira esteja com dimensões entre 5 a 50 mm, dessa forma o alimentador de combustível terá uma operação satisfatória evitando problemas relacionados a embuchamento, causando a parada da caldeira. Na figura 15 abaixo é possível ver o aspecto do Cavaco de Madeira utilizado como combustível em caldeiras.



**Figura 15 – Cavaco de Madeira combustível (DANPOWER, 2021)**

Em plantas que operam com combustível sendo o Cavaco de Madeira é ideal que se tenha um galpão de armazenamento com estoque mínimo de 3 dias, dessa forma a biomassa é conservada em boas condições de uso, garantindo que a umidade do combustível adquirido seja a mesma quando utilizada na queima. Planta que armazenam a biomassa em ambiente aberto estão sujeitas ao aumento da umidade do combustível, esse fator tem impacto direto na eficiência da caldeira. Nas figuras 16 e 17 é apresentado um galpão de armazenagem de Cavaco de Madeira típico de uma instalação com caldeira.



**Figura 16 – Recebimento de Cavaco em galpão (DANPOWER, 2021)**



**Figura 17 – Estoque de biomassa no galpão coberto (DANPOWER, 2021)**

### **3.4.2. Gás Natural**

O Gás Natural (GN) é incolor e tem odor característico à base de enxofre, é um combustível que vem de matéria fóssil, ou seja, é encontrado na natureza em rochas porosas. Esse gás é o resultado da degradação dessa matéria ao longo do tempo. É composto por hidrocarbonetos leves, que permanecem em estado gasoso nas condições atmosféricas comuns e geralmente é distribuído por meio de redes de gás canalizado. O hidrocarboneto predominante é o metano ( $\text{CH}_4$ ) e em menores proporções estão presentes também o etano, propano, butano (CIBIOGAS, 2021).

Esse gás é amplamente utilizado como combustível em indústrias. Uma curiosidade é que o GN é considerado um “combustível de transição” pois, apesar de ser fóssil é uma fonte de energia mais limpa que outras fontes derivadas do petróleo, por exemplo (CIBIOGAS, 2021).

Com relação ao valor energético o Gás Natural possui poder calorífico inferior (PCI) da ordem de 39.348,4 KJ/m<sup>3</sup>, na temperatura de 20°C e pressão de 1 atm (DELIBERAÇÃO ARSESP Nº 1.329 de 01 de setembro de 2022).

### **3.4.3. Biometano**

O Biometano é um gás combustível obtido através do processamento do biogás, esse por sua vez é originado a partir da digestão anaeróbia (sem oxigênio) de matéria orgânica. Ao purificar o biogás, é retirado o gás sulfídrico ( $\text{H}_2\text{S}$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e a umidade, aumentando a pressão e comprimindo-o, resulta então no Gás Natural Renovável, também conhecido como Biometano. Dessa forma o biocombustível pode ser utilizado em substituição aos combustíveis fósseis, no caso o Biometano pode ser utilizado em substituição ao Gás Natural (CIBIOGAS, 2021).

As especificações do Biometano no Brasil são regulamentadas pela Resolução ANP nº 685/2017, que estabelece as regras para aprovação do controle da qualidade e a especificação do Biometano oriundo de aterros sanitários e de estações de tratamento de esgoto destinado ao uso veicular e as instalações residenciais, industriais e comerciais, a ser comercializado em todo território nacional (CIBIOGAS, 2021).

O desenvolvimento do Biometano, e do biogás caminham junto à transição energética que estamos presenciando e as fontes apresentam a necessidade de serem incentivadas para que haja uma diminuição na emissão mundial dos gases de efeito estufa (GEE), contribuindo para frear as mudanças climáticas, além impulsionar o barateamento das tecnologias de geração de energia por fontes renováveis e a diversificação das matrizes energéticas (CIBIOGAS, 2021).

No território e mercado brasileiro, a produção de biogás e consequentemente do Biometano, é favorável, assim como o Gás Natural também tem um grande potencial para se desenvolver, uma vez que houve um aumento da produção de gás no pré-sal e também na demanda por geração termelétrica. Desde que foi lançado, em meados de 2019, o “Novo Mercado de Gás”, o Biometano e o Gás Natural estão em constante discussão e crescimento (CIBIOGAS, 2021).

A tendência do mercado do Biometano e Gás Natural no país é positiva e se potencializa cada vez mais. No entanto, ainda apresentam-se desafios quanto à transportabilidade do Biometano e quanto à infraestrutura de processamento e transporte do Gás Natural (CIBIOGAS, 2021).

Com relação ao valor energético o Biometano possui poder calorífico inferior (PCI) similar ao do Gás natural, pois será injetado na mesma rede.

#### 4. ESTUDO DE CASO

O estudo de caso consiste em calcular os custos de operação da planta existente, calcular os custos de operação da planta com Cogeração para os três cenários, sendo o cenário 1 (Cavaco de Madeira), cenário 2 (Gás Natural) e cenário 3 (Biometano), então o fluxo de caixa anual será a diferença entre os custos de operação com Cogeração e os custos de operação da planta existente. Caso o fluxo de caixa seja positivo, será calculado o Payback, a TIR e o VPL para a operação com o combustível em análise.

##### 4.1. Cálculo do consumo de Gás Natural da planta existente

A planta atual possui uma caldeira DANPOWER do tipo flamotubular modelo TPS-17 com as seguintes características:

- Vazão máxima de vapor saturado:	17.000 kg/h
- Pressão de operação:	10,0 barg
- Eficiência térmica ao PCI:	94,0 %
- Temperatura da água de alimentação:	80 °C
- Combustível:	Gás Natural

Aplicando a equação 4.1 abaixo, calculamos o consumo de combustível:

$$V_{GNI} = \frac{mvi(hvsi-hai)+mdci(hdci-hai)}{nPCIi*PCIi} \quad (4.1)$$

Onde:

$V_{GNI}$  = Volume de Gás Natural ( $m^3/h$ );

$mvi$  = Vazão de vapor saturado na saída = 17.000 kg/h;

$hvsi$  = Entalpia do vapor saturado a 10 barg = 2.780,7 kJ/kg;

$hai$  = Entalpia da água de alimentação a 80°C e 11 barg = 335,9 kJ/kg;

$mdci$  = Vazão de descarga continua = 510 kg/h;

$hdci$  = Entalpia do líquido saturado a 10 barg = 781,4 kJ/kg;

$\eta PCIi$  = Eficiência da caldeira ao PCI = 94% (0,94);

PCli = Poder calorífico inferior do Gás Natural = 39.348,4 kJ/m³.

$$V_{GNI} = \frac{17.000 * (2.780,7 - 335,9) + 510 * (781,4 - 335,9)}{0,94 * 39.348,4} = 1.130 \text{ m}^3/\text{h}$$

Enfim, a energia térmica cedida ao processo (Eti) é calcula conforme a equação 4.2:

$$Eti = \frac{mvi.hvsi}{3600} \quad (4.2)$$
$$Eti = \frac{17.000 * 2780,7}{3600} = 13.131 \text{ kW}$$

#### 4.2. Balanço Térmico da Cogeração

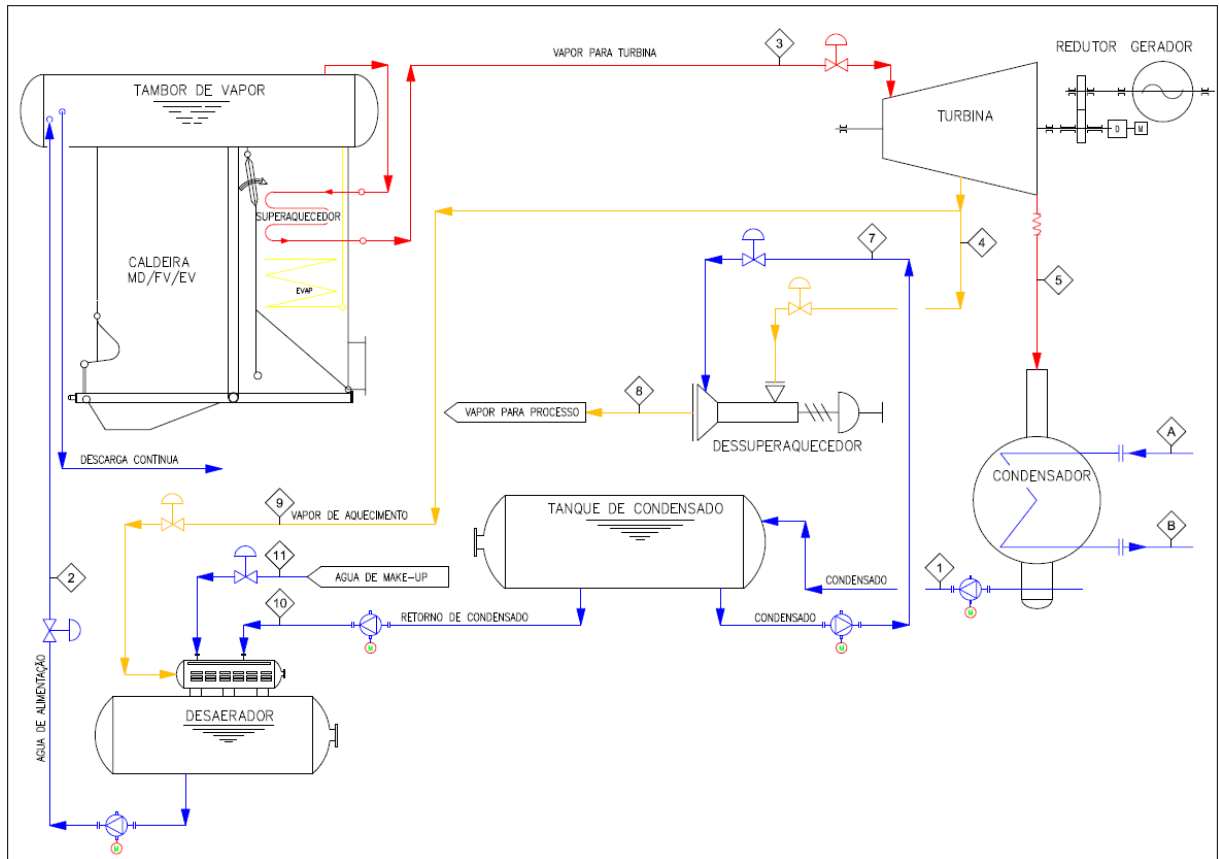
Para a implantação da cogeração será utilizado uma caldeira DANPOWER do tipo aquatubular modelo MD-FV-50 com as seguintes características:

- Vazão máxima de vapor superaquecido:	50.000 kg/h
- Pressão de operação:	44,0 barg
- Temperatura do vapor superaquecido:	460 °C
- Eficiência térmica ao PCI (Cavaco de Madeira):	89,3 %
- Eficiência térmica ao PCI (Gás Natural):	93,7 %
- Eficiência térmica ao PCI (Biometano):	93,7 %
- Temperatura da água de alimentação:	120 °C

O turbo-gerador é constituído por uma turbina TGM de multiestágios, de reação, condensação com uma extração controlada modelo CTE32, redutor de velocidades TGM, eixos paralelos, bi-helicoidal, gerador síncrono trifásico WEG, com as seguintes características técnicas:

- Eficiência isentrópica da turbina:	85 %
- Eficiência do Gerador:	97 %
- Eficiência do Redutor:	98 %
- Vazão de vapor na extração controlada:	22.065 kg/h
- Pressão do vapor na extração controlada:	10,0 barg
- Vazão de vapor na condensação:	27.935 kg/h
- Pressão do vapor na condensação:	0,1 bara

Na figura 18 é apresentado o fluxograma simplificado da instalação da planta de cogeração em estudo.



**Figura 18 – Fluxograma da Planta de Cogeração**

A caldeira deverá fornecer vapor a turbina na vazão de 50.000 kg/h, 44,0 barg e superaquecido a 460°C, portanto a carga térmica de saída da caldeira é calculada aplicando a equação 4.3 abaixo:

$$Q = \frac{mv}{3.600} (hvs - ha) + \frac{mdc}{3.600} (hdc - ha) \quad (4.3)$$

Onde:

Q = Carga térmica de saída (kW);

mv = Vazão de vapor superaquecido na saída = 50.000 kg/h;

hvs = Entalpia do vapor superaquecido a 44 barg e 460°C = 3.347,4 kJ/kg;

ha = Entalpia da água de alimentação a 120°C e 48 barg = 507,1 kJ/kg;

mdc = Vazão de descarga contínua = 1.500 kg/h;

hdc = Entalpia do líquido saturado a 46 barg = 1.135,4 kJ/kg.

$$Q = \frac{50.000}{3.600} (3.347,4 - 507,1) + \frac{1.500}{3.600} (1.135,4 - 507,1) = 39.710 \text{ kW}$$

#### 4.2.1. Cálculo do Consumo de Combustível

Conhecendo a carga térmica de saída da caldeira (Q), a eficiência térmica e os respectivos poder calorífico inferior (PCI) para cada combustível, é possível calcular o consumo de combustível aplicando-se a equação 4.4.

$$mc = \frac{Q * 3600}{\eta_{PCI} * PCI} \quad (4.4)$$

Onde:

mc = Consumo de combustível (kg/h ou m³/h);

$\eta_{PCI}$  = Eficiência da caldeira ao PCI;

PCI = Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg ou kJ/m³).

**a) Cenário 1:** Cálculo do consumo de combustível para Cavaco de Madeira com 35% de umidade:

$\eta_{PCI}$  = Eficiência da caldeira ao PCI = 89,3% (0,893);

PCI = Poder calorífico inferior do Gás Natural = 10.380 kJ/kg.

$$mc = \frac{39.710 * 3600}{0,893 * 10.380} = 15.423 \text{ kg/h}$$

**b) Cenário 2:** Cálculo do consumo de combustível para Gás Natural:

$\eta_{PCI}$  = Eficiência da caldeira ao PCI = 93,7% (0,937);

PCI = Poder calorífico inferior do Gás Natural = 39.348,4 kJ/m³.

$$mc = \frac{39.710 * 3600}{0,937 * 39.348,4} = 3.877 \text{ m}^3/\text{h}$$



**c) Cenário 3:** Cálculo do consumo de combustível para Biometano:

Como o Biometano será injetado na mesma tubulação de Gás Natural, o valor do PCI deverá ser similar, nesse caso a eficiência da caldeira é a mesma, consequentemente o consumo de Biometano será o mesmo, portanto 3.877 m<sup>3</sup>/h.

**4.2.2. Cálculo da Potência Elétrica Total Gerada e Balanço de Massa e Energia da Planta**

Na entrada da turbina o vapor fornecido pela caldeira terá as seguintes características:

- Vazão:	50.000 kg/h
- Pressão:	44,0 barg
- Temperatura:	460 °C

Observação: Vale ressaltar que para efeito de estudo estamos desprezando a perda de carga e perda de temperatura do vapor superaquecido na tubulação que interliga a caldeira e turbina.

**Caldeira**

No ponto 3 o vapor fornecido pela caldeira encontra-se no estado superaquecido, portanto:

Pressão  $P_3 = 44,0$  barg | Temperatura  $T_3 = 460,0$  °C → Tabela termodinâmica  
Entalpia  $h_3 = 3.347,4$  kJ/kg  
Entropia  $s_3 = 6,9086$  kJ/kg.K

**Turbina (Extração controlada)**

Processo 3-4s → Turbina → Isoentrópico →  $s_3 = s_{4s}$

Pressão  $P_4 = 10,0$  barg

Entropia  $s_3 = s_{4s} = 6,9086$  kJ/kg.K

Supondo vapor saturado no ponto 4, propriedades do vapor saturado a 10,0 barg → Tabela termodinâmica:

$$Sl_{4s} = 2,1794 \text{ KJ/kg K} \quad hl_{4s} = 781,4 \text{ KJ/kg}$$

$$Slv_{4s} = 4,3722 \text{ KJ/kg K} \quad hlv_{4s} = 1.999,3 \text{ KJ/kg}$$

$$Sv_{4s} = 6,5516 \text{ KJ/kg K} \quad hv_{4s} = 2.780,7 \text{ KJ/kg}$$

$S_{4s} > Sv_{4s}$ , portanto no ponto 4s o vapor é superaquecido

Pressão  $P_4 = 10,0 \text{ barg}$  | Entropia  $s_{4s} = 6,9086 \text{ kJ/kg.K}$  → Tabela termodinâmica  
Entalpia  $h_{4s} = 2.956,4 \text{ kJ/kg}$

Trabalho isentrópico da turbina ( $w_{iso \text{ ext}}$ )

$$w_{iso \text{ ext}} = h_3 - h_{4s} = 3.347,4 - 2.956,4 = 391,0 \text{ kJ/kg} \quad (4.5)$$

Trabalho real da turbina ( $w_{real \text{ ext}}$ )

Eficiência isentrópica da turbina  $\eta_{iso} = 85\% (0,85)$

$$w_{real \text{ ext}} = w_{iso \text{ ext}} * \eta_{iso} = 391 * 0,85 = 332,4 \text{ kJ/kg} \quad (4.6)$$

Entalpia real no ponto 4 ( $h_4$ )

$$h_4 = h_3 - w_{real \text{ ext}} = 3.347,4 - 332,4 = 3.015,0 \text{ kJ/kg} \quad (4.7)$$

$P_4 = 10,0 \text{ barg}$  |  $h_4 = 3.015,0 \text{ kJ/kg}$  → Tabela termodinâmica

Entropia  $s_4 = 7,0165 \text{ kJ/kg.K}$  | Temperatura  $T_4 = 284,3 \text{ °C}$

$S_4 > Sv_4$ , portanto no ponto 4 o vapor é superaquecido

Potência Gerada ( $w_{ext}$ )

Vazão de vapor na extração ( $m_{v \text{ ext}}$ ) = 22.065 kg/h

Eficiência do redutor ( $\eta_{red}$ ) = 98% (0,98)

Eficiência do Gerador ( $\eta_{ger}$ ) = 97% (0,97)

$$w_{ext} = \frac{w_{real \text{ ext}} * m_{v \text{ ext}} * \eta_{red} * \eta_{ger}}{3600 * 1000} = \frac{332,4 * 22.065 * 0,98 * 0,97}{3600 * 1000} = 1,937 \text{ MW} \quad (4.8)$$

### Turbina (Condensação)

Processo 3-5s → Turbina → Isoentrópico →  $s_3 = s_{5s}$

Pressão  $P_5 = 0,1$  bara

Entropia  $s_3 = s_{5s} = 6,9086$  kJ/kg.K

Supondo vapor saturado no ponto 5, propriedades do vapor saturado a 0,1 bara

→ Tabela termodinâmica:

$sl_{5s} = 0,6492$  KJ/kg K                       $hl_{5s} = 191,8$  KJ/kg

$slv_{5s} = 7,4997$  KJ/kg K                       $hlv_{5s} = 2.392,1$  KJ/kg

$sv_{5s} = 8,1489$  KJ/kg K                       $hv_{5s} = 2.583,9$  KJ/kg

$sl_{5s} < s_{5s} < sv_{5s}$ , portanto no ponto 5s o vapor é saturado

Título ( $X_{5s}$ )

$$X_{5s} = \frac{s_{5s} - sl_{5s}}{slv_{5s}} = \frac{6,9086 - 0,6492}{7,4997} = 0,8346 \quad (4.9)$$

Entalpia ( $h_{5s}$ )

$$h_{5s} = hl_{5s} + X_{5s} * hlv_{5s} = 191,8 + 0,8346 * 2.392,1 = 2.188,2 \text{ kJ/kg} \quad (25)$$

Trabalho isoentrópico da turbina ( $w_{iso \text{ cond}}$ )

$$w_{iso \text{ cond}} = h_3 - h_{5s} = 3.347,4 - 2.188,2 = 1.159,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.10)$$

Trabalho real da turbina ( $w_{real \text{ cond}}$ )

Eficiência isoentrópica da turbina  $\eta_{iso} = 85\%$  (0,85)

$$w_{real \text{ cond}} = w_{iso \text{ cond}} * \eta_{iso} = 1.159,2 * 0,85 = 985,3 \text{ kJ/kg} \quad (4.11)$$

Entalpia real no ponto 5 ( $h_5$ )

$$h_5 = h_3 - w_{real \text{ cond}} = 3.347,4 - 985,3 = 2.362,1 \text{ kJ/kg} \quad (4.12)$$

$P_5 = 0,1$  bara |  $h_5 = 2.362,1$  kJ/kg → Tabela termodinâmica

Entropia  $s_5 = 7,4536$  kJ/kg.K | Temperatura  $T_5 = 45,8$  °C

$sl_5 < s_5 < sv_5$ , portanto no ponto 5 o vapor é saturado

Título ( $X_5$ )

$$X_5 = \frac{s_5 - sl_{5s}}{slv_{5s}} = \frac{7,4536 - 0,6492}{7,4997} = 0,907 \quad (4.13)$$

Potência Gerada ( $W_{cond}$ )

Vazão de vapor ( $m_{v\ cond}$ ) = 27.935 kg/h

Eficiência do redutor ( $\eta_{red}$ ) = 98% (0,98)

Eficiência do Gerador ( $\eta_{ger}$ ) = 97% (0,97)

$$W_{cond} = \frac{w_{real\ cond} * m_{v\ cond} * \eta_{red} * \eta_{ger}}{3600 * 1000} = \frac{985,3 * 27.935 * 0,98 * 0,97}{3600 * 1000} = 7,268\ MW \quad (4.14)$$

### **Turbo-Gerador – Potência Elétrica Total**

$$W_{total} = W_{ext} + W_{cond} = 1,937 + 7,268 = 9,205\ MW \quad (4.15)$$

### **Condensador (Trocador de Calor do Tipo Casco e Tubo) - Balanço de Massa e Energia**

No ponto 5 o vapor de saída da turbina encontra-se no estado saturado, com as características calculadas anteriormente:

Vazão  $m_5 = m_{v\ cond} = 27.935\ kg/h$

Pressão  $P_5 = 0,1\ bara$

Temperatura  $T_5 = 45,8\ ^\circ C$

Entalpia  $h_5 = 2.362,1\ kJ/kg$

Título ( $X_5$ ) = 0,907

Após o vapor saturado (características do ponto 5) passar pelo condensador a vácuo e bomba de extração de condensado é esperado a troca de calor com a água de resfriamento oriunda da torre de resfriamento, portanto no ponto 1 é esperado condensado conforme as características abaixo:

Vazão  $m_1 = m_5 = 27.935\ kg/h$

Pressão  $P_1 = 4,5\ barg$  | Temperatura  $T_1 = 45,8\ ^\circ C \rightarrow$  Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_1 = 192,3\ kJ/kg$

No ponto A, água da torre de resfriamento é bombeada para o condensador na seguinte condição:

Vazão  $m_A = 2.400.000\ kg/h$

Pressão  $P_A = 3,0\ barg$  | Temperatura  $T_A = 25,0\ ^\circ C \rightarrow$  Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_A = 105,2\ kJ/kg$

A temperatura da água de resfriamento na saída do condensador é calculada abaixo:

Vazão  $m_A = m_B = 2.400.000 \text{ kg/h}$

Pressão  $P_B = 2,5 \text{ barg}$

$$h_B = h_A + \frac{m_1(h_5 - h_1)}{m_A} = 105,2 + \frac{27.935(2.362,1 - 192,3)}{2.400.000} = 130,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.16)$$

Pressão  $P_B = 2,5 \text{ barg}$  | Entalpia  $h_B = 130,5 \text{ kJ/kg}$  → Tabela termodinâmica

Temperatura  $T_B = 31,1 \text{ °C}$

### **Desaerador - Balanço de Massa e Energia**

O balanço de massa e energia no desaerador se faz necessário para conhecermos a vazão de vapor de aquecimento da mistura no desaerador, de maneira que a vazão de água na saída para caldeira seja 51.500 kg/h na temperatura de 120 °C. O vapor de aquecimento a ser utilizado no desaerador encontra-se nas condições do ponto 4 na extração da turbina.

Para o balanço de massa e energia no desaerador é necessário conhecermos os dados de processo dos pontos 10, 11, 9 e 2.

Ponto 2 – Água de alimentação da caldeira: O fornecimento de água para caldeira se dá por meio de um desaerador que opera na pressão de 1,0 barg com temperatura de saturação de 120 °C, após a saída do desaerador a água é bombeada para caldeira, portanto as características da água na saída do desaerador deve ser:

Temperatura  $T_2 = 120 \text{ °C}$  (saturado) → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_2 = 507,1 \text{ kJ/kg}$

Vazão  $m_2 = 51.500 \text{ kg/h}$

Ponto 10 – Retorno de condensado: Assume-se que 100% do condensado da condensação da turbina retorne ao tanque de condensado, desse total 26.684 kg/h é bombeado para o desaerador e 1.251 kg/h é utilizado no dessuperaquecedor de linha (ponto 7), portanto:

Pressão  $P_{10} = 4,0$  barg | Temperatura  $T_{10} = 45,8$  °C → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_{10} = 192,2$  kJ/kg

Vazão  $m_{10} = 26.684$  kg/h

Ponto 11 – Água de reposição: Como parte do vapor da extração da turbina é usado no processo e não retorna ao ciclo, dá-se então a necessidade da água de reposição de maneira que a soma entre o vapor de aquecimento, água de reposição e retorno de condensado resulte no total de 51.500 kg/h a 120°C necessários para água de alimentação da caldeira, portanto:

Pressão  $P_{11} = 3,0$  barg | Temperatura  $T_{11} = 25,0$  °C → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_{11} = 105,2$  kJ/kg

Vazão  $m_{11}$  a calcular

Ponto 9 – Vapor de aquecimento: Vapor utilizado para aquecer a mistura no desaerador, portanto:

Pressão  $P_9 = 10,0$  barg | Temperatura  $T_9 = 284,3$  °C → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_9 = 3.015,0$  kJ/kg

Vazão  $m_9$  a calcular

Aplicando-se as equações 4.17 e 4.18 é calculado a vazão de água de reposição  $m_{11}$  e vazão de vapor de aquecimento  $m_9$ :

$$m_{11} = m_2 - m_{10} - m_9 \quad (4.17)$$

$$m_{11}h_{11} + m_{10}h_{10} + m_9h_9 = m_2h_2 \quad (4.18)$$

Substituindo  $m_{11}$  da equação 4.17 por  $m_{11}$  da equação 4.18, temos a equação 4.19 readequada para cálculo da vazão de aquecimento  $m_9$  do desaerador:

$$m_9 = \frac{m_2(h_2 - h_{11}) + m_{10}(h_{11} - h_{10})}{(h_9 - h_{11})} \quad (4.19)$$

$$m_9 = \frac{51.500(507,1 - 105,2) + 26.684(105,2 - 192,2)}{(3.015,0 - 105,2)} = 6.316 \text{ kg/h}$$

$$m_{11} = 51.500 - 26.684 - 6.316 = 18.500 \text{ kg/h}$$

### **Dessuperaquecedor de Linha - Balanço de Massa e Energia**

Deseja-se enviar para o processo a mesma vazão de vapor fornecida anteriormente pela caldeira flamotubular, ou seja vazão de vapor de 17.000 kg/h saturado a 10 barg, ao qual resultou em energia térmica cedida ao processo (Eti) de 13.131 kW.

Como o vapor da extração da turbina encontra-se a 10 barg, porém superaquecido a 284,3 °C, deseja-se reduzir a temperatura desse vapor para próximo a temperatura do vapor saturado (184,1 °C), porém devido ao controle de temperatura da válvula dessuperaquecedora somente é possível reduzir para temperatura do vapor saturado + 10°C, dessa forma será calculado a vazão de vapor na entrada do dessuperaquecedor e a vazão de condensado necessário para que tenhamos vazão de vapor de 17.000 kg/h superaquecido a 194,1 °C.

**Ponto 8 – Vapor para processo:** Vapor para processo conforme características abaixo:

Pressão  $P_8 = 10,0 \text{ barg}$  | Temperatura  $T_8 = 194,1 \text{ °C}$  → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_8 = 2.807,3 \text{ kJ/kg}$

Vazão  $m_8 = 17.000 \text{ kg/h}$

Ponto 4 – Vapor para válvula dessuperaquecedora: Vapor da extração da turbina, portanto:

Pressão  $P_4 = 10,0$  barg | Temperatura  $T_4 = 284,3$  °C → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_4 = 3.015,0$  kJ/kg

Vazão  $m_4$  a calcular

Ponto 7 – Condensado: Condensado oriundo do tanque de condensado e bombeado para válvula dessuperaquecedora com as seguintes características:

Pressão  $P_7 = 3,0$  barg | Temperatura  $T_7 = 45,8$  °C → Tabela termodinâmica

Entalpia  $h_7 = 192,2$  kJ/kg

Vazão  $m_7$  a calcular

Aplicando-se as equações 4.20 e 4.21 é calculado a vazão de condensado  $m_7$  e vazão de vapor  $m_4$ :

$$m_4 = m_8 - m_7 \quad (4.20)$$

$$m_4 h_4 + m_7 h_7 = m_8 h_8 \quad (4.21)$$

Substituindo  $m_4$  da equação 4.20 por  $m_4$  da equação 4.21, temos a equação 4.22 readequada para cálculo da vazão de condensado  $m_7$  do tanque de condensado:

$$m_7 = \frac{m_8(h_8 - h_4)}{(h_7 - h_4)} \quad (4.22)$$

$$m_7 = \frac{17.000(2.807,3 - 3.015,0)}{(192,2 - 3.015,0)} = 1.251 \text{ kg/h}$$

$$m_4 = 17.000 - 1.251 = 15.749 \text{ kg/h}$$



### **Energia térmica cedida ao processo (Et<sub>c</sub>)**

A energia térmica (Et<sub>c</sub>) cedida ao processo com a cogeração é calcula conforme a equação 4.23:

Entalpia h<sub>8</sub> = 2.807,3 kJ/kg

Vazão m<sub>8</sub> = 17.000 kg/h

Entalpia h<sub>2</sub> = 507,1 kJ/kg

Vazão m<sub>2</sub> = 51.500 kg/h

$$Et_c = \frac{m_8 * h_8 + m_2 * h_2}{3600} \quad (4.23)$$

$$Et_c = \frac{17.000 * 2.807,3 + 51.500 * 507,1}{3600} = 20.511 \text{ kW}$$

### **4.3. Cálculo do Custo dos Combustíveis para cada cenário**

Abaixo calculamos o custo anual com combustível para cada operação, ou seja, operação existente com caldeira flamotubular e sem cogeração, planta implementada com cogeração operando com Cavaco de Madeira, Gás Natural e Biometano:

#### **a) Caldeira flamotubular e sem cogeração:**

O cálculo do custo anual com Gás Natural para operação inicial com caldeira flamotubular se baseia na DELIBERAÇÃO ARSESP Nº 1.329 de 01 de setembro de 2022 conforme tabela 3 abaixo:

**Tabela 3 – Anexo 1 – Tarifas de Gás canalizado área de concessão da Comgás - Segmento Industrial (DELIBERAÇÃO ARSESP nº 1.329 01-09-2022).**

Classe	Volume (m³/mês)	Termo Fixo (R\$/mês)	Termo Variável (R\$/m³)
1	0,00 a 50.000,00 m³	278,96	4,846359
2	50.000,01 a 300.000,00 m³	44.359,09	3,964887
3	300.000,01 a 500.000,00 m³	79.918,16	3,862587
4	500.000,01 a 1.000.000,00 m³	89.323,26	3,843778
5	1.000.000,01 a 2.000.000,00 m³	127.769,77	3,805337
6	> 2.000.000,00 m³	228.075,67	3,771406

Notas:

1 - Os valores não incluem ICMS

2 - Valores para Gás Natural referido nas seguintes condições:

Poder Calorífico Superior = 9.400 kcal/m<sup>3</sup> (39.348,400kJ/m<sup>3</sup> ou 10,932 kWh/m<sup>3</sup>)

Temperatura = 293,15° K (20° C)

Pressão = 101.325 Pa (1 atm)

Do item **4.1** temos que o consumo de Gás Natural  $V_{GNI}$  é de 1.130 m<sup>3</sup>/h, abaixo calculamos o consumo anual, consumo mensal e o valor da fatura mensal:

Consumo anual = 1.130 m<sup>3</sup>/h \* 24 h \* 365 dias \* 0,90 (disponibilidade) = 8.908.920 m<sup>3</sup>/ano

Consumo mensal = 8.908.920 m<sup>3</sup>/ano / 12 meses = 742.410 m<sup>3</sup>/mês

### **Mercado cativo**

De acordo com a tabela 3 aplica-se a classe 4, com termo fixo de 89.323,26 R\$/mês e termo variável de 3,843778 R\$/m<sup>3</sup>, portanto a fatura mensal é:

Fatura mensal = R\$ 89.323,26 + 742.410 m<sup>3</sup> \* 3,843778 R\$/m<sup>3</sup> = R\$ 2.942.982,48 (valor sem ICMS).

Logo, o valor gasto anual com Gás Natural é R\$ 2.942.982,48 \* 12 = **R\$ 35.315.784,00 (valor sem ICMS).**

**b) Cenário 1:** Cálculo do custo anual com cogeração e combustível Cavaco de Madeira com 35% de umidade:

Do item **4.2.1 a)** temos que o consumo de Cavaco de Madeira  $m_c$  é de 15.423 kg/h, abaixo calculamos o consumo anual e o valor anual gasto com combustível:

Consumo anual = 15.423 kg/h \* 24 h \* 365 dias \* 0,90 (disponibilidade) / 1000  
= 121.595 ton/ano

Valor do Cavaco de Madeira mescla entre eucalipto e reciclado = R\$ 420,00 / ton

Logo, o valor gasto anual com Cavaco de Madeira é R\$ 420,00/ton \* 121.595 ton/ano  
= **R\$ 51.069.900,00 (valor sem ICMS).**

**c) Cenário 2:** Cálculo do custo anual com cogeração e combustível Gás Natural:  
Aplicando o cálculo dos requisitos mínimos de racionalidade energética conforme ANEEL Resolução nº 235 14/11/06, equações 4.24 e 4.25, temos que a planta enquadra-se como cogeração qualificada para queima de Gás Natural:

$$\frac{Et}{Ef} \geq 15\% \quad (4.24)$$

$$\left(\frac{Et}{Ef}\right) \div X + \frac{Ee}{Ef} \geq Fc\% \quad (4.25)$$

$Ef$  = Energia da fonte, conforme **item 4.2.1**

$$m_c \cdot PCI = 3.877 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 39.348,4 \text{ kJ/m}^3 / 3600 = 42.376 \text{ kW};$$

$Ee$  = Energia elétrica, conforme **item 4.2.2**

$$Ee = W_{total} = 9.205 \text{ kW}$$

$Et$  = Energia térmica para processo, conforme **item 4.2.2**

$$Et = Et_c = 20.511 \text{ kW};$$

$Fc\%$  = Fator de cogeração: Conforme tabela 1, para derivados do Petróleo, Gás Natural e Carvão / potência elétrica instalada de 10 MW,  $Fc\% = 44\%$ ;

$X$  = Fator de ponderação: Conforme tabela 1, para derivados do Petróleo, Gás Natural e Carvão / potência elétrica instalada de 10 MW,  $X = 2,13$ .

$$\frac{20.511}{42.376} = 0,484 \text{ (} 48,4\% > 15\%, OK \text{)}$$

$$\left(\frac{20.511}{42.376}\right) \div 2,13 + \frac{9.205}{42.376} = 0,444 \text{ (} 44,4\% > 44\%, OK \text{)}$$

Nesse caso o cálculo do custo anual com Gás Natural pode ser usado como cogeração qualificada e portanto, se baseia na DELIBERAÇÃO ARSESP Nº 1.329 de 01 de setembro de 2022 conforme tabela 4 abaixo:

**Tabela 4 – Anexo 2 – Tarifas de Gás canalizado área de concessão da Comgás - Segmento Cogeração (DELIBERAÇÃO ARSESP nº 1.329 01-09-2022).**

Classe	Volume (m³/mês)	Cogeração de energia elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final e à revenda a distribuidor R\$/m³
1	0,00 a 5.000,00 m³	0,672112
2	5.000,01 a 50.000,00 m³	0,521434
3	50.000,01 a 100.000,00 m³	0,444750
4	100.000,01 a 500.000,00 m³	0,330693
5	500.000,01 a 2.000.000,00 m³	0,342847
6	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m³	0,307504
7	4.000.000,01 a 7.000.000,00 m³	0,265353
8	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m³	0,223196
9	> 10.000.000,00 m³	0,180060

Notas:

1 - Os valores não incluem ICMS;

2 - Ao valor das margens desta tabela, que já incluem os tributos PIS/Cofins, deverá ser acrescido o valor do preço do gás (commodity + transporte) referido nas condições abaixo e destinados a esses segmentos;

3 - Valores para Gás Natural referido nas seguintes condições:

Poder Calorífico Superior = 9.400 kcal/m³ (39.348,400kJ/m³ ou 10,932 kWh/m³)

Temperatura = 293,15° K (20° C)

Pressão = 101.325 Pa (1 atm)

4 - O custo do gás canalizado, do transporte, parcela de recuperação de conta gráfica de gás e transporte, redes locais, penalidades e perdas regulatórias destinados ao segmento de cogeração, já considerados os valores dos tributos PIS/Cofins incidentes no fornecimento pela concessionária, vigentes nesta data, é de R\$ 3,414461/m³, nos casos em que o gás canalizado é adquirido como insumo energético utilizado na cogeração de energia elétrica destinada ao consumo próprio, à venda a consumidor final ou à revenda ao distribuidor;

5 - O cálculo do importe deve ser realizado em cascata, ou seja, progressivamente em cada uma das classes de consumo.

Do item **4.2.1 b)** temos que o consumo de Gás Natural  $m_c$  é de 3.877 m<sup>3</sup>/h, abaixo calculamos o consumo anual, consumo mensal e o valor da fatura mensal:

$$\text{Consumo anual} = 3.877 \text{ m}^3/\text{h} \times 24 \text{ h} \times 365 \text{ dias} \times 0,90 \text{ (disponibilidade)}$$

$$= 30.566.268 \text{ m}^3/\text{ano}$$

$$\text{Consumo mensal} = 30.566.268 \text{ m}^3/\text{ano} / 12 \text{ meses} = 2.547.189 \text{ m}^3/\text{mês}$$

### **Mercado cativo**

De acordo com a tabela 4 aplica-se a classe 6, com o valor variável realizado em cascata conforme tabela 5 e acrescido do custo fixo do Gás canalizado de R\$ 3,414461/m<sup>3</sup>, portanto a fatura mensal é:

**Tabela 5 – Distribuição em cascata do custo variável.**

Termo Variável (Cogeração)			Tarifas	Valores
1	0,00 a 5.000,00 m <sup>3</sup>	5.000,00 m <sup>3</sup>	0,672112 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 3.360,56
2	5.000,01 a 50.000,00 m <sup>3</sup>	45.000,00 m <sup>3</sup>	0,521434 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 23.464,53
3	50.000,01 a 100.000,00 m <sup>3</sup>	50.000,00 m <sup>3</sup>	0,444750 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 22.237,50
4	100.000,01 a 500.000,00 m <sup>3</sup>	400.000,00 m <sup>3</sup>	0,330693 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 132.277,20
5	500.000,01 a 2.000.000,00 m <sup>3</sup>	1.500.000,00 m <sup>3</sup>	0,342847 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 514.270,50
6	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m <sup>3</sup>	547.189,00 m <sup>3</sup>	0,307504 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 168.262,81
7	4.000.000,01 a 7.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,00 m <sup>3</sup>	0,265353 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 0,00
8	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,00 m <sup>3</sup>	0,223196 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 0,00
9	> 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,00 m <sup>3</sup>	0,180060 R\$/m <sup>3</sup>	R\$ 0,00
Termo Variável			0,339148 R\$/m <sup>3</sup>	<b>R\$ 863.873,10</b>

$$\text{Fatura mensal} = \text{R\$ } 863.873,10 + 2.547.189 \text{ m}^3 \times \text{R\$ } 3,414461/\text{m}^3$$

$$= \text{R\$ } 9.561.150,50 \text{ (valor sem ICMS).}$$

$$\text{Logo, o valor gasto anual com Gás Natural é } \text{R\$ } 9.561.150,50 \times 12$$

$$= \text{R\$ } 114.733.806,00 \text{ (valor sem ICMS).}$$

**d) Cenário 3:** Cálculo do custo anual com cogeração e combustível Biometano:  
Aplicando o cálculo dos requisitos mínimos de racionalidade energética conforme ANEEL Resolução nº 235 14/11/06, equações 4.24 e 4.25, temos que a planta enquadra-se como cogeração qualificada para queima de Biometano:

$$\frac{Et}{Ef} \geq 15\% \quad (4.24)$$

$$\left(\frac{Et}{Ef}\right) \div X + \frac{Ee}{Ef} \geq Fc\% \quad (4.25)$$

$Ef$  = Energia da fonte, conforme item 4.2.1

$$m_c \cdot PCI = 3.877 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 39.348,4 \text{ kJ/m}^3 / 3600 = 42.376 \text{ kW};$$

$Ee$  = Energia elétrica, conforme item 4.2.2

$$Ee = W_{total} = 9.205 \text{ kW}$$

$Et$  = Energia térmica para processo, conforme item 4.2.2

$$Et = Et_c = 20.511 \text{ kW};$$

$Fc\%$  = Fator de cogeração: Conforme tabela 1, para demais combustíveis / potência elétrica instalada de 10 MW,  $Fc\% = 37\%$ ;

$X$  = Fator de ponderação: Conforme tabela 1, para demais combustíveis / potência elétrica instalada de 10 MW,  $X = 2,14$ .

$$\frac{20.511}{42.376} = 0,484 \text{ (} 48,4\% > 15\%, OK \text{)}$$

$$\left(\frac{20.511}{42.376}\right) \div 2,14 + \frac{9.205}{42.376} = 0,443 \text{ (} 44,3\% > 37\%, OK \text{)}$$

Nesse caso o cálculo do custo anual com Biometano pode ser usado como cogeração qualificada.

Considerando a produção do Biometano a partir do bagaço de cana, o custo pode chegar em torno de R\$ 1,90 / m<sup>3</sup>, abaixo calculamos o consumo anual e o valor gasto anual com Biometano:

$$\text{Consumo anual} = 3.877 \text{ m}^3/\text{h} \times 24 \text{ h} \times 365 \text{ dias} \times 0,90 \text{ (disponibilidade)}$$

$$= 30.566.268 \text{ m}^3/\text{ano}$$

Logo, o valor gasto anual com Biometano será  $30.566.268 \text{ m}^3/\text{ano} \times \text{R\$ } 1,90 / \text{m}^3 = \text{R\$ } 58.075.909,00$  (valor sem ICMS).

#### 4.4. Cálculo do Custo da Energia Elétrica Gerada na Cogeração

Nesta etapa iremos calcular o valor gasto atual na planta com energia elétrica. Esse será o custo deixado de pagar quando da implantação da Cogeração, portanto o valor será utilizado para compor o fluxo de caixa no balanço financeiro.

O consumo de energia elétrica para planta de Cogeração operando com Cavaco de Madeira é 500 kW para área da caldeira e 100 kW para equipamentos relacionados a turbina (bomba de óleo, bomba de condensado, etc). Portanto a energia consumida anteriormente na planta é  $9.205 \text{ kW} - 450 \text{ kW} - 80 \text{ kW} = 8.675 \text{ kW}$  (considerado demanda 9.000 kW), considerando disponibilidade de 90% a energia consumida era  $8.675 \text{ kW} \times 0,90 = 7.807 \text{ kW}$ . Então a energia anual consumida é  $7.807 \text{ kW} \times 24 \text{ h} \times 365 \text{ dias} = 68.389.320 \text{ kWh/ano}$ , sendo 8% ( $5.471.146 \text{ kWh/ano}$ ) no horário de ponta representado por 3 horas consecutivas nos dias úteis em média entre 18 e 21 horas e 92% ( $62.918.174 \text{ kWh/ano}$ ) no horário fora de ponta representado pelas horas complementares.

Para compor o custo da energia elétrica será considerado valor da energia no Mercado Livre sendo R\$ 200,00/MWh sem impostos e TUSD para Grupo A / Subgrupo A2 / modalidade Azul / Bandeira Verde, conforme Resolução Homologatória Nº 3.053 da ANEEL válida a partir de 04/07/2022, portanto o custo anual de energia é apresentado na tabela 6 abaixo:

**Tabela 6 – Cálculo custo de Energia Elétrica - Convencional.**

enel - A2 AZUL (ML)	Custo s/ Impostos	Custo c/ Impostos	Demanda (kW)	Consumo (kWh)	Custo (R\$)
Demanda Ponta	R\$ 7,55 /kW	R\$ 10,37801 /kW	9.000	-	1.120.825
Demanda Fora Ponta	R\$ 4,81 /kW	R\$ 6,61168 /kW	9.000	-	714.062
Consumo Anual na Ponta	R\$ 0,28265 /kWh	R\$ 0,38852 /kWh	-	5.471.146	2.125.662
Consumo Anual Fora de Ponta	R\$ 0,28265 /kWh	R\$ 0,38852 /kWh	-	62.918.174	24.445.116
Total Anual				68.389.320	28.405.665
<b>Custo Especifico EE (R\$/MWh)</b>					<b>415,35</b>
Impostos inclusos:					
PIS/PASEP					1,65%
COFINS					7,60%
ICMS					18,0%

Portanto o custo anual é R\$ 28.405.665,00 com impostos, já o custo sem o ICMS é R\$ 28.405.665,00 \* 0,82 = **R\$ 23.292.645,00.**

#### 4.5. Investimento Total para Implantação da Cogeração

O investimento inicial para implantação da Cogeração resume-se nos itens abaixo, valores sem ICMS:

- Caldeira aquatubular e equipamentos auxiliares: R\$ 28.000.000,00
- Turbina/redutor/gerador/condensador: R\$ 20.000.000,00
- Obras civis: R\$ 6.000.000,00
- Montagem, tubulação, torre resfriamento e outros equipamentos:

R\$ 7.000.000,00

Totalizando R\$ 61.000.000,00 sem ICMS.

#### 4.6. Fluxo de Caixa

O fluxo de caixa será composto pela diferença entre os custos para operação com Cogeração menos os custos de operação inicial da Planta com caldeira flamotubular, portanto:



**a) Cenário 1:** O fluxo de caixa anual para cogeração e combustível Cavaco de Madeira com 35% de umidade é mostrado na tabela 7 abaixo:

**Tabela 7 – Fluxo de Caixa para Cenário 1.**

<u>Custos anual para operação inicial com caldeira flamotubular</u>		
Operação/manutenção	R\$ 500.000,00	
Energia elétrica	R\$ 23.292.645,00	Item 4.4
Combustível GN para caldeira flamotubular	R\$ 35.315.784,00	Item 4.3 a)
Total	R\$ 59.108.429,00	S/ ICMS
<u>Custos anual para operação com Cogeração e Cavaco de Madeira</u>		
Operação/manutenção	R\$ 2.000.000,00	
Combustível (Cavaco de Madeira)	R\$ 51.069.900,00	Item 4.3 b)
Total	R\$ 53.069.900,00	S/ ICMS
<b>Fluxo de caixa anual</b>	<b>R\$ 6.038.529,00</b>	<b>S/ ICMS</b>

**b) Cenário 2:** Fluxo de caixa anual para cogeração e combustível Gás Natural é mostrado na tabela 8 abaixo:

**Tabela 8 – Fluxo de Caixa para Cenário 2.**

<u>Custos anual para operação inicial com caldeira flamotubular</u>		
Operação/manutenção	R\$ 500.000,00	
Energia elétrica	R\$ 23.292.645,00	Item 4.4
Combustível GN para caldeira fogotubular	R\$ 35.315.784,00	Item 4.3 a)
Total	R\$ 59.108.429,00	S/ ICMS
<u>Custos anual para operação com Cogeração e Gás Natural</u>		
Operação/manutenção	R\$ 1.000.000,00	
Combustível (Gás Natural)	R\$ 114.733.806,00	Item 4.3 c)
Total	R\$ 115.733.806,00	S/ ICMS
<b>Fluxo de caixa anual</b>	<b>-R\$ 56.625.377,00</b>	<b>S/ ICMS</b>

**c) Cenário 3:** Fluxo de caixa anual para cogeração e combustível Biometano é mostrado na tabela 9 abaixo:

**Tabela 9 – Fluxo de Caixa para Cenário 3.**

<u>Custos anual para operação inicial com caldeira flamotubular</u>		
Operação/manutenção	R\$ 500.000,00	
Energia elétrica	R\$ 23.292.645,00	Item 4.4
Combustível GN para caldeira fogotubular	R\$ 35.315.784,00	Item 4.3 a)
Total	R\$ 59.108.429,00	S/ ICMS
<u>Custos anual para operação com Cogeração e Biometano</u>		
Operação/manutenção	R\$ 1.000.000,00	
Combustível (Biometano)	R\$ 58.075.909,00	Item 4.3 d)
Total	R\$ 59.075.909,00	S/ ICMS
<b>Fluxo de caixa anual</b>		
	<b>R\$ 32.520,00</b>	<b>S/ ICMS</b>

## 5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Analisando o item 4.6. nota-se que somente o Cenário 1 apresenta um valor considerável para fluxo de caixa, e que poderá ser utilizado para amortizar o investimento inicial para implantação da Cogeração, portanto a TIR e VPL serão calculados somente para Cenário 1 que é a operação da Planta com combustível Cavaco de Madeira.

- Investimento inicial ( $II_0$ ) conforme item 4.5: R\$ 61.000.000,00 sem ICMS
- Fluxo de caixa (FC) conforme item 4.6 a): R\$ 6.038.529,00 sem ICMS
- Taxa de desconto aplicada ( $r$ ): 6%
- Período ( $n$ ): 30 anos
- Fluxo de caixa acumulado (FCA)

Aplicando-se a equação 5.1 calculamos o payback simples:

$$\text{Payback simples} = \frac{\text{Investimento } (II_0)}{\text{Fluxo de caixa } (FC)} \quad (5.1)$$

$$\text{Payback simples} = \frac{61.000.000,00}{6.038.529,00} = 10,1 \text{ anos}$$

Com a equação 5.2 é calculado o valor presente dos fluxos de caixa ao longo de cada ano, portanto na tabela 10 e figura 19 é possível visualizar em que tempo ocorre a quitação do valor investido, e o payback descontado é calculado conforme equação 5.3.

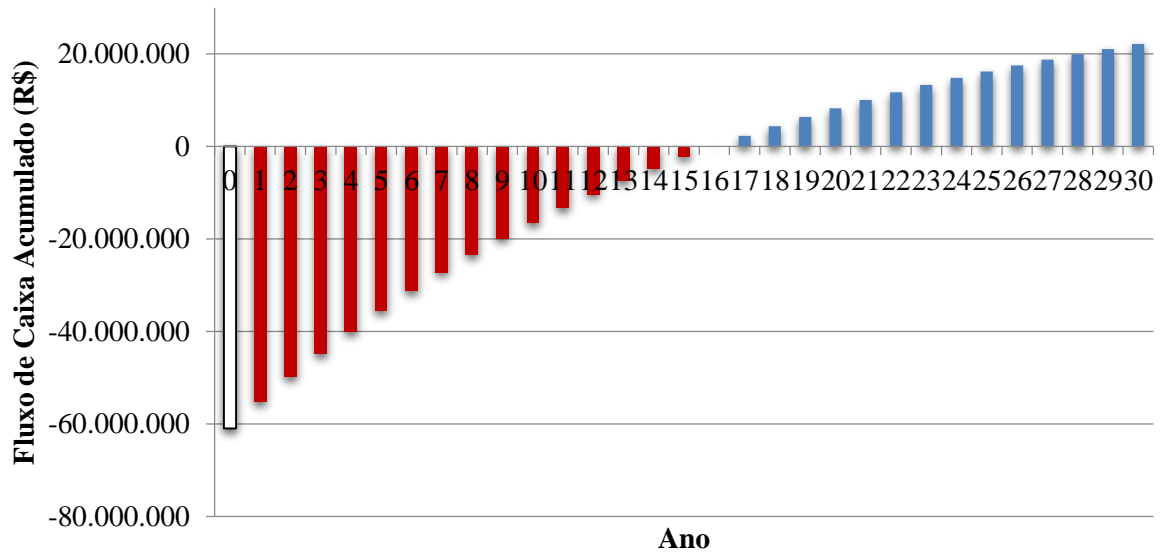
$$\text{Valor presente } (VP) = \frac{FC}{(1+r)^n} \quad (5.2)$$

**Tabela 10 – Valor Presente dos Fluxos de Caixa e Payback Descontado.**

Ano (n)	FC	VP	FCA
0			-61.000.000
1	6.038.529	5.696.725	-55.303.275
2	6.038.529	5.374.269	-49.929.005
3	6.038.529	5.070.065	-44.858.940
4	6.038.529	4.783.081	-40.075.859
5	6.038.529	4.512.340	-35.563.519
6	6.038.529	4.256.925	-31.306.594
7	6.038.529	4.015.967	-27.290.628
8	6.038.529	3.788.648	-23.501.980
9	6.038.529	3.574.196	-19.927.784
10	6.038.529	3.371.883	-16.555.901
11	6.038.529	3.181.022	-13.374.879
12	6.038.529	3.000.964	-10.373.915
13	6.038.529	2.831.098	-7.542.817
14	6.038.529	2.670.847	-4.871.970
15	6.038.529	2.519.667	-2.352.303
16	6.038.529	2.377.044	24.742
17	6.038.529	2.242.495	2.267.236
18	6.038.529	2.115.561	4.382.798
19	6.038.529	1.995.812	6.378.610
20	6.038.529	1.882.842	8.261.452
21	6.038.529	1.776.266	10.037.718
22	6.038.529	1.675.723	11.713.440
23	6.038.529	1.580.870	13.294.311
24	6.038.529	1.491.387	14.785.698
25	6.038.529	1.406.969	16.192.667
26	6.038.529	1.327.329	17.519.996
27	6.038.529	1.252.197	18.772.194
28	6.038.529	1.181.318	19.953.512
29	6.038.529	1.114.451	21.067.963
30	6.038.529	1.051.369	22.119.332

$$\text{Payback descontado} = 15 + \frac{2.352.303}{2.377.044} = 16 \text{ anos} \quad (5.3)$$

A figura 19 abaixo ilustra o fluxo de caixa acumulado ao longo dos 30 anos.



**Figura 19 – Fluxo de Caixa Acumulado**

Aplicando a equação 5.4 temos que a soma do valor presente dos fluxos de caixa ao longo dos 30 anos menos o investimento inicial resulta no valor presente líquido (VPL) de **R\$ 22.119.332,00**, ver tabela 10 acima.

(5.4)

$$VPL = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+r)^t} - II_0$$

E na equação 5.5 é realizado o cálculo da taxa interna de retorno (TIR), ou seja, a taxa que iguala todos os fluxos de caixa futuros com o investimento inicial resultando em  $VPL = 0$ .

(5.5)

$$\sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+TIR)^t} = II_0$$

**TIR = 9,2%**

## 6. CONCLUSÃO

Cada projeto de Planta de Cogeração é diferente dos demais, e envolve uma sequência de passos até que fique assegurada sua viabilidade e a escolha da melhor solução.

Chegou-se à conclusão de que é possível a implementação de uma Cogeração com caldeira aquatubular e turbina a vapor configurados conforme ciclo Rankine, onde a mesma fornece vapor para o processo oriundo da extração controlada na turbina e ao mesmo tempo gera energia elétrica para consumo próprio e até mesmo venda do excedente.

O resultado dos cálculos apresenta o consumo de Cavaco de Madeira de 15.423 kg/h e o consumo de Gás Natural e Biometano de 3.877 m<sup>3</sup>/h, portanto conclui-se também que somente é viável a implementação utilizando o combustível Cavaco de Madeira, onde o Payback descontado é **16 anos**, o VPL é **R\$ 22.119.332,00** e a TIR é **9,2%**.

Embora o Gás Natural não tenha apresentado valores financeiros que justifique a operação dessa Planta em específico, o mesmo fica como uma alternativa onde se tem a dificuldade em obtenção do Cavaco de Madeira, ou área reduzida para implementação da Cogeração, porém nesse caso deverá ser estudado por exemplo uma Planta de Cogeração com ciclo combinado, composto por turbina a gás, caldeira de recuperação com queimador incorporado para queima suplementar de Gás Natural e turbina a vapor.

Com relação ao Biometano, o mesmo pode ser usado como fonte de energia e vir a ser utilizado em substituição aos demais combustíveis (Biomassa e Gás Natural), porém conclui-se que a operação com o mesmo não resultará em fluxo de caixa positivo a ponto de ser suficiente para quitar o investimento inicial e trazer retornos financeiros ao investidor, em caso onde a Planta possui o Biometano em algum processo, o mesmo poderá ser queimado na caldeira em conjunto com o Cavaco de Madeira, nesse caso, os olhos estariam voltados não para a parte financeira e sim para o ganho com relação a poluição ambiental (aquecimento global e efeito estufa), uma vez que o metano (CH<sub>4</sub>) enviado para atmosfera tem grau de poluição 23x maior que o CO<sub>2</sub> formado na combustão do mesmo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- SIMÕES MOREIRA, J. R. et al. **Energias renováveis, geração distribuída e eficiência energética**. 2ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2021, 490 p.
- VAN WYLEN, Gordon J. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica 4**, Editora Edgard Blücher Ltda. 1994.
- CORTEZ, Luís A. B. **Biomassa para Energia**, Editora Unicamp. 2008.
- PERA, Hildo. **Geradores de Vapor**, Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica, 1973.
- ANEEL. **Resolução Normativa nº 235, de 14 de Novembro de 2006**. Disponível em < [https://www.normasbrasil.com.br/norma/resolucao-normativa-235-2006\\_103586.html](https://www.normasbrasil.com.br/norma/resolucao-normativa-235-2006_103586.html) >. Acesso em: 03 nov. 2022.
- ARSESP. **Deliberação ARSESP nº 1.329, de 01 de Setembro de 2022**. Disponível em <<http://www.arsesp.sp.gov.br/LegislacaoArquivos/Idl13292022.pdf>>. Acesso em: 03 nov. 2022.
- ANEEL. **Resolução Homologatória nº 3.053, de 04 de Setembro de 2022**. Disponível em < [https://www.enel.com.br/pt-saopaulo/Corporativo\\_e\\_Governo/tabela-de-tarifas.html](https://www.enel.com.br/pt-saopaulo/Corporativo_e_Governo/tabela-de-tarifas.html) >. Acesso em: 03 nov. 2022.
- BIZZO, Waldir A.. **Geração, Distribuição e Utilização de Vapor**, Disponível em < <http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP4> >. Acesso em: 03 nov. 2022.
- MARTINELLI Jr., Luiz Carlos. **Geradores de Vapor**, Disponível em < <http://www2.unijui.tche.br/~martinelli/mt1.htm> >
- OLIVEIRA, M. E. **A influência da umidade contida no bagaço na performance de uma caldeira aqutubular**. 2008. 57 p. Monografia (Graduação) – Escola de Engenharia de Piracicaba - EEP, Piracicaba, 2008.
- CIBIOGAS. **Biogás x outros gases: Qual a diferença entre GLP, GN, GNV e biometano?**. Disponível em < <https://cibiogas.org/blog-post/biogas-x-outros-gases-qual-a-diferenca-entre-glp-gn-gnv-e-biometano/> >. Acesso em: 03 nov. 2022.