

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Claudio José da Silva

**AUMENTO DA EFICIÊNCIA DE UMA CENTRAL TERMOELÉTRICA COM
APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL**

Belo Horizonte

2023

Claudio Jose da Silva

**AUMENTO DA EFICIÊNCIA DE UMA CENTRAL TERMOELÉTRICA COM
APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Raul Ponce Arrieta

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Sistema de Energia

Belo Horizonte

2023

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S586a Silva, Claudio Jose da
Aumento da eficiência de uma central termoeletrica com aplicação de um sistema de recuperação de calor residual / Claudio Jose da Silva. Belo Horizonte, 2023.
143 f. : il.

Orientador: Felipe Raul Ponce Arrieta
Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Materiais refratários - Indústria. 2. Energia elétrica e calor - Cogeração. 3. Energia elétrica - Produção. 4. Equipamentos - Indicadores. 5. Análise econômica. 6. Sistemas de energia elétrica - Confiabilidade. 7. Calor residual. 8. Exergia. I. Arrieta, Felipe Raul Ponce. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.362

Claudio Jose da Silva

**AUMENTO DA EFICIÊNCIA DE UMA CENTRAL TERMOELÉTRICA COM
APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Felipe Raul Ponce Arrieta - PUC Minas (Orientador)

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio - UNIFEI (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Rogério Jorge Amorim - PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Pedro Américo Junior - PUC Minas (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 11 de julho de 2023

*À minha família pelo apoio incondicional,
carinho e paciência*

.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a DEUS nosso provedor de tudo.

À família, em especial a amada Luciana e aos nossos maravilhosos filhos Igor e Ian pelo apoio incondicional, sem vocês não seria possível.

Ao meu orientador Felipe, pela paciência, dedicação e disposição.

Aos professores do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas pelo conhecimento transmitido.

Aos colegas do mestrado pela ajuda e amizade.

Aos colegas da RHIMAGNESITA pelo apoio e ajuda, principalmente a equipe de Utilidades Operação e Manutenção da Central Termelétrica.

A todos aqueles que contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Para aumentar a eficiência de uma Central de Geração de Energia Elétrica de uma planta de fabricação de refratários, é realizada uma análise técnica e econômica para a recuperação do calor residual dos motores de combustão interna (MCI) que acionam os geradores de eletricidade, usando um Ciclo Rankine convencional o calor recuperado será aplicado na implementação de um sistema de cogeração com objetivo de aumentar a eficiência da Central Termoelétrica (CTE), trata-se de um caso real em uma indústria de refratários na região metropolitana de Belo Horizonte, Brasil. A função desta CTE é estratégica em função da necessidade de suprir a fábrica em caso de falta de energia, evitando perdas que podem ocorrer nos equipamentos de produção em caso de falta energia. O estudo foi iniciado com a avaliação do potencial de calor residual dos MCI que poderia ser recuperado para aproveitamento em cogeração de energia elétrica, tanto do circuito de arrefecimento quanto dos gases de exaustão do MCI, com maior foco nesse último. Para simulação e avaliação termodinâmica foi utilizado o software GateCycle, seis opções de operação foram estudadas e alcançou-se a geração de potência elétrica variando de 631 kW a 4738 kW na cogeração e 3038 kW de vapor para o processo. Os custos de investimento variam de R\$ 2.889/kW a R\$ 5.806/kW gerado na cogeração, conseguiu-se uma redução do custo de geração da CTE existente entre 20% e 26% e um aumento da eficiência do ciclo entre 4% e 15%. A opção de operação com 2 MCI sem uso de queima suplementar, apresentou os melhores resultados de redução de custo de geração, com maior eficiência de ciclo e nível adequado de geração de excedentes de energia.

Palavras-chave: Cogeração; Avaliação econômica; Calor residual; Gatecycle; Confiabilidade da energia.

ABSTRACT

With the aim of increase the efficiency of an Electric Power Generation Center of a refractory manufacturing plant, a technical and economic analysis is performed for the recovery of residual heat from the internal combustion engines (ICM) that drive the electricity generators, using a Conventional Rankine Cycle the recovered heat will be applied in the implementation of a cogeneration system with the objective of increasing the efficiency of the Central Thermoelectric (CTE), this is a real case in a refractory industry in the metropolitan region of Belo Horizonte city, Brazil. This CTE has a strategic function due the need to supply the factory in the event of a power outage, avoiding losses that may occur in production equipment in the event of a power outage. The study began with the evaluation of the residual heat potential of the MCI that could be recovered for use in electrical energy cogeneration, both from the cooling circuit and from the exhaust gases of the MCI, with greater focus on the latter. For simulation and thermodynamic evaluation, the GateCycle software was used, six operating options were studied and the generation of electrical power ranging from 631kW to 4738 kW in cogeneration and 3038 kW of steam for the process was achieved. Investment costs range from BRL 2,889/kW to BRL 5,806/KW generated in cogeneration, achieving a reduction in the generation cost of the existing CTE around 20% and 26% and an increase in cycle efficiency around 4% and 15%. The operation option with 2 MCI without the use of supplementary burning, presented the best generation cost reduction results, with greater cycle efficiency and adequate level of surplus energy generation.

Keywords: Cogeneration; Economic evaluation; Residual heat; Gatecycle; Energy reliability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Equipamentos Processo Fabricação de Tijolos Refratários	21
Figura 2– Central Termelétrica – 19,2 MW	22
Figura 3– Capacidade Instalada Cogeração no Brasil (GW).....	25
Figura 4 - a) Produção de Calor e Energia por Cogeração Vs. b) Separadamente.....	34
Figura 5 – Diagrama Básico Cogeração	43
Figura 6 – Matriz de Combustíveis Utilizados na Cogeração – Brasil	44
Figura 7 – Diagrama de Fluxo de Energia no MCI	49
Figura 8 – Módulos integrados de CHP com MCI.....	50
Figura 9 – Caldeira de Recuperação – componentes.....	52
Figura 10 - Trocador de calor tipo casco e tubos	55
Figura 11 - Trocadores de fluxo cruzado.....	55
Figura 12 - Arranjo básico de Turbina a Condensação com duas Extrações	58
Figura 13 - Ciclo Rankine e seu diagrama T-S	60
Figura 14 - Diagrama Unifilar Entrada de Energia da Fábrica de Refratários	66
Figura 15 - Arranjo de ciclo a ser estudado.....	72
Figura 16 – Arranjo da Caldeira de Recuperação Proposta.....	74
Figura 17 - Placa de identificação do MCI.....	75
Figura 18 - Disposição dos cilindros do MCI KVP MK3	76
Figura 19 - Interligação para recuperação de calor residual do arrefecimento do MCI.....	78
Figura 20 - Sistema de exaustão do MCI	80
Figura 21 - Ciclo Rankine Básico Simulado no Gate Cycle	85
Figura 22 - Calor Residual do Ciclo com um MCI e com queima suplementar	93
Figura 23 - Calor Residual do Ciclo com um MCI e sem queima suplementar.....	94
Figura 24 – Perfil de Temperatura do HRSG com uso de queima suplementar	97
Figura 25 – Perfil de Temperatura do HRSG sem queima suplementar	98
Figura 26 Potência do ciclo de cogeração com um MCI com e sem queima suplementar	99
Figura 27 - Variação da geração de energia em função da carga do MCI	100
Figura 28 - Cogeração simulada com 03 conjuntos MCI-gerador e um conjunto TV-gerador.	102
Figura 29 - Potência gerada e fluxo de vapor em função dos MCIs em funcionamento.....	104

Figura 30 – Potências Elétrica e Térmica geradas na cogeração com variação da vazão do gás natural da queima suplementar, a) com 3 MCI; b) com 2 MCI; c) com 1 MCI.	106
Figura 31 - Eficiência com um MCI, sem e com queima suplementar.	107
Figura 32 - Eficiência com dois MCI, sem e com queima suplementar.	108
Figura 33 - Eficiência com três MCI, sem e com queima suplementar.	109
Figura 34 - Custos de geração da CTE sem e com o uso da Cogeração.	117
Figura 35 - Geração de potência na CTE em função da quantidade de MCI e do uso da queima suplementar.	118
Figura 36 - Potências Gerada, consumida e excedentes em função da quantidade de MCI e do uso da queima suplementar.	119
Figura 37 - Variações do incremento de potência e a variação do custo de geração.	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Indicadores comparativos entre equipamentos utilizados em cogeração.....	37
Tabela 2 - Compilado da revisão bibliográfica	41
Tabela 3 - Características dos MCI para cogeração	51
Tabela 4 - Dados da Caldeira existente na planta.....	67
Tabela 5 - Dados dos MCI e Geradores	67
Tabela 6 - Parâmetros de teste MCI KVPMAJMK3.....	68
Tabela 7 - Hipóteses para operação da cogeração.....	69
Tabela 8 - Componentes do Sistema de Exaustão.....	79
Tabela 9 - Vazão e Temperatura dos Gases de Exaustão.....	80
Tabela 10 - Equações de Balanço Energético do MCI.....	81
Tabela 11 - Equações de Balanço Energético da Turbina a Vapor	82
Tabela 12 - Equações de Balanço Energético no Condensador	82
Tabela 13 - Equações de Balanço Energético no Economizador	82
Tabela 14 - Equações de Balanço Energético no Evaporador.....	83
Tabela 15 - Equações de Balanço Energético no Queimador	83
Tabela 16 - Equações para modelagem do Super Aquecedor	83
Tabela 17 - Equações para modelagem das Bombas.....	83
Tabela 18 - Equações para modelagem do Distribuidor.....	84
Tabela 19 - Equações para modelagem do Misturador	84
Tabela 20 - Equações para modelagem dos Trocadores de Calor	84
Tabela 21 - Equações do ciclo termodinâmico proposto.....	84
Tabela 22 - Dados de referência para simulação do ciclo	86
Tabela 23 - Configuração dos parâmetros de simulação do ciclo Rankine com um MCI.	87
Tabela 24 - Parâmetros de Simulação do ciclo com um MCI e Turbina a Vapor.....	95
Tabela 25 - Resultados da Simulação de um MCI sem Turbina a Vapor	96
Tabela 26 - Balanço de massa do ciclo no tanque DESAERADOR com 3 MCI.....	101
Tabela 27 - Resultados da Cogeração variando a quantidade de MCI.....	103
Tabela 28 - Potências geradas com o funcionamento escalonado de Motores de Combustão Interna e uso da queima suplementar	105
Tabela 29 - Dados de pré-projeto dos equipamentos da Cogeração.....	110
Tabela 30 - Custos dos Principais Equipamentos do Ciclo com 3 MCI	111
Tabela 31 - Variação do Custo unitário de Investimento	112

Tabela 32 - Custo de geração com uso do gás natural	113
Tabela 33 - Valores das Tarifas de Energia junho/2023 – Sem impostos	114
Tabela 34 - Parâmetros econômicos e geração de potência da CTE com e sem Cogeração .	116

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
A/F	Air/Fuel -ratio
ACL	Ambiente de Contratação Livre
ACR	Ambiente de Contratação Regulado
BEN	Balanco Energético Nacional
CAPEX	Capital Expenditure – Custos de Investimento
CBAV	Ciclo Brayton Assistido por Vapor
CCEE	Câmara de Comercialização de Energia Elétrica
CE	Economizador de Condensação
CHP	Combined Heat and Power
CMO	Custo Marginal de Operação
COGEN	Associação da Indústria de Cogeração de Energia
CR	Ciclo Rankine
CRO	Ciclo Rankine Orgânico
CTE	Central Termelétrica
DOE	Design Of Experiments
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recirculação dos gases de Exaustão)
EPA	Environmental Protection Agency
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EES	Engineering Equation Solver (software)
HP	High Pressure
LP	Low Pressure
MME	Ministério de Minas e Energia
MCI	Motor de combustão
mTAU	microturbina de Ar Úmido
mTG	microturbina a Gás
O&M	Operação e Manutenção
ONS	Operador Nacional do Sistema

OPEX	Operational Expenditure – Custos Operacionais
ORC	Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine Orgânico)
PCI	Poder Calorífico Inferior
PES	Primary Energy Savings
PID	Proporcional Integral e Derivativo
PLD	Preço de Liquidação das Diferenças
POME	Palm Oil Mill Effluents
PRODIST	Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica
RCE	Recuperação de Calor de Exaustão
RPM	Rotações Por Minuto
SEP	Sistema Elétrico de Potência
SFC	Specific Fuel Consumption
SIN	Sistema Interligado Nacional
TG	Turbina a gás
TIR	Taxa Interna de Retorno
TKPI	Total Key Performance Indicator
TV	Turbina a vapor
UE	União Europeia
VPL	Valor Presente Líquido

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (kW)
$\dot{W}$	Taxa de transferência de trabalho (kW)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
S	Entropia total (kJ/K)
T	Temperatura (K)
s	Entropia específica (kJ/kg K)
e	Exergia específica (kJ/kg)
$\dot{E}$	Taxa de exergia (kW)
x	Fração mássica
C	Calor específico (kJ/K)
Q	Calor (kJ)
A	Área (m ²)
U	Coefficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
c	Custo específico (R\$/kWh)
€	Euro

Letras gregas

β	Avaliação de cogeração
α	Avaliação de cogeração
η	Eficiência
ρ	Massa específica (kg/m ³)

Subscritos

e	elétrico
m	mecânico
vc	Volume de controle
ger	Gerado(a)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	Objetivo.....	23
<i>1.1.1</i>	<i>Objetivos específicos.....</i>	<i>23</i>
1.2	Motivação.....	23
1.3	Justificativas	26
1.4	Estruturação	26
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	Produção de Refratários.....	29
2.2	Reaproveitamento de Calor Residual em MCI	30
2.3	Sistemas de cogeração.....	33
2.4	Estudos Comparativos.....	34
2.5	O Software GateCycle	37
<i>2.5.1</i>	<i>Exemplos da aplicação do Gatecycle.....</i>	<i>38</i>
2.6	Estado da Arte.....	40
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	43
3.1	Cogeração	43
<i>3.1.1</i>	<i>Estratégias de Implantação e Operação de sistemas de cogeração.....</i>	<i>46</i>
3.2	Recuperação de Calor Residual em MCI	48
3.3	Caldeiras de Recuperação de Calor	51
<i>3.3.1</i>	<i>Queima Suplementar Inserida no HRSG.....</i>	<i>53</i>
3.4	Transferência e Trocadores de calor.....	54
3.5	Turbina a Vapor	56
3.6	Ciclos Termodinâmicos	58
<i>3.6.1</i>	<i>O Ciclo Rankine</i>	<i>59</i>
3.7	Mercado de Comercialização de Energia Elétrica no Brasil	62
4	METODOLOGIA.....	65
4.1	Levantamento de dados da planta.....	65
4.2	Cenários de Operação.....	69
4.3	Proposição do ciclo térmico.....	70
<i>4.3.1</i>	<i>O Calor Residual no MCI KVP Major MK3</i>	<i>75</i>
<i>4.3.1.1</i>	<i>Sistema de refrigeração das camisas do motor de combustão.....</i>	<i>77</i>
<i>4.3.1.2</i>	<i>Sistema de refrigeração das válvulas de escape</i>	<i>77</i>
<i>4.3.1.3</i>	<i>Sistema de refrigeração do ar de combustão.....</i>	<i>77</i>
<i>4.3.1.4</i>	<i>Sistema de refrigeração do óleo lubrificante.....</i>	<i>78</i>
<i>4.3.1.5</i>	<i>Sistema de arrefecimento de água secundário</i>	<i>78</i>
<i>4.3.1.6</i>	<i>Sistema de exaustão.....</i>	<i>79</i>
4.4	Modelagem do Ciclo Termodinâmico	81
<i>4.4.1</i>	<i>A Modelagem do Ciclo Rankine Básico com MCI</i>	<i>85</i>
4.5	Cálculo dos Custos Estimados de Geração de Energia Elétrica.....	89

5	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	93
5.1	O Arranjo da Cogeração com um MCI e Queima Suplementar no HRSG.....	93
5.2	O Arranjo Completo com Três MCI e uma Turbina a Vapor.....	101
5.3	Variação da Eficiência dos ciclos simulados.....	107
5.4	Resultados e análise econômica da planta de cogeração.....	110
5.4.1	<i>Os custos de implantação da Planta de Cogeração.....</i>	<i>110</i>
5.4.2	<i>O custo da Queima Suplementar</i>	<i>112</i>
5.4.3	<i>Custos de Geração por kWh da Planta de Cogeração.....</i>	<i>113</i>
5.4.4	<i>O custo total de geração da CTE.....</i>	<i>116</i>
6	CONCLUSÕES	121
6.1	Recomendações para trabalhos futuros	125
	REFERÊNCIAS.....	127
	APENDICE A.....	133
	APENDICE B.....	140

Além da função estratégica de backup de energia, a Central Termelétrica é um diferencial competitivo para fornecimento de refratários em grandes contratos, pois o cliente tem a segurança de entrega do produto mesmo diante de um cenário de restrição de energia no mercado brasileiro, conforme ocorrido no Brasil em 2001.

Figura 2– Central Termelétrica – 19,2 MW



Fonte: RHIMagnesita

Porém, a baixa eficiência energética dos MCI instalados de cerca de 40%, conforme MAN B&W (2002), e o alto custo de geração, limitam a utilização da CTE para operação somente em casos emergenciais. A energia elétrica utilizada para manufatura dos produtos refratários é fornecida pela rede da concessionária local (CEMIG), sendo a energia adquirida no mercado livre de energia brasileiro.

Além do consumo de eletricidade, a empresa consome também energia térmica no processo de fabricação de refratários, com uma demanda de 4,0 toneladas por hora de vapor saturado, conforme informado pela equipe de Manutenção Elétrica e Utilidade da fábrica.

As despesas com eletricidade e gás natural desta planta compõem o terceiro maior custo do processo de fabricação.

Devido à importância estratégica da energia elétrica no processo produtivo, depara-se com a necessidade de redução de custo de geração e aumento da confiabilidade da CTE. Neste contexto o aproveitamento de calores residuais para uso em cogeração apresenta-se como uma

opção interessante, atendendo tanto a demanda por energia elétrica quanto a demanda de energia térmica para produção de vapor saturado para o processo.

1.1 Objetivo

Este trabalho pretende realizar um estudo termodinâmico para aumento da eficiência térmica de uma Central Termelétrica (CTE) com Motores de Combustão Interna a partir da implantação de um sistema de cogeração com Ciclo Rankine (CR) que aproveite a energia dos gases de exaustão e do sistema de arrefecimento dos motores.

1.1.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- a) definir o potencial de energia disponível para aproveitamento no calor residual dos MCI;
- b) desenvolver os modelos termodinâmicos do ciclo Rankine no software GateCycle;
- c) analisar os efeitos das variáveis no desempenho técnico econômico do ciclo de Rankine;
- d) comparar os resultados obtidos em cada cenário de aplicação da energia
- e) Viabilizar uma alternativa a compra de um transformador reserva para a fábrica.
- f) Avaliar a possibilidade de venda de energia excedente a partir da cogeração

1.2 Motivação

Os produtos Refratários possuem aplicação estratégica e importante, todos os processos industriais que utilizam calor aplicam os refratários para isolamento e proteção dos equipamentos, em especial a indústria de base. A indústria de refratários no Brasil é bastante consolidada. O setor emprega aproximadamente 6.000 pessoas nas mais de 39 unidades concentradas no estado de Minas Gerais, na região Sudeste do Brasil, (CIEMG 2018). Os principais consumidores de refratários são a indústria siderúrgica, seguido das fundições de ferro e aço, cimento e cal, metalurgia de não-ferrosos, vidro, petroquímicas entre outros. O consumo anual de energéticos, combustíveis e eletricidade, do setor de cerâmicas e refratários em 2022 foi de 3,12 GWh, conforme a empresa de pesquisa energética (EPE).

O consumo energético representa um fator relevante no custo de transformação de uma planta de refratários. Destaca-se o consumo de hidrocarbonetos como óleo combustível e gás natural aplicados nos processos de queima na manufatura de produtos acabados. Considerando

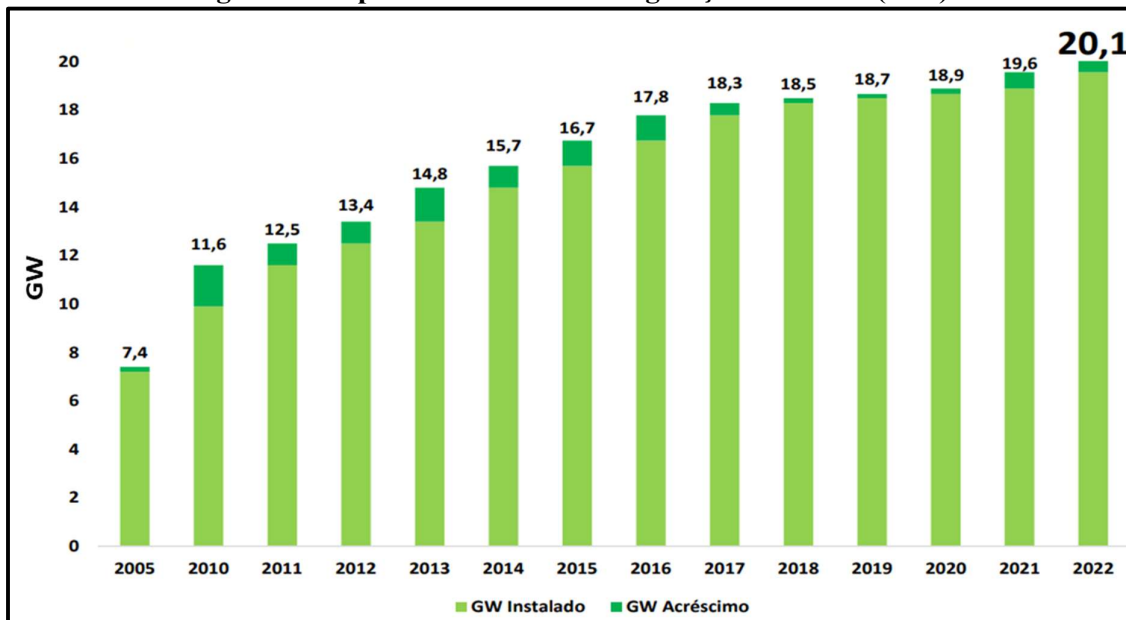
somente os processos que demandam tratamento térmico, a faixa de valores indicativos de consumo de energia pela combustão de combustíveis fósseis, encontra-se entre de 600 a 800 Mcal/t.

O consumo de energia elétrica está principalmente vinculado a demanda de equipamentos pesados, como moinhos, compressores, misturadores e prensas. O consumo de energia é variável e depende do formato, composição e ciclo de manufatura dos produtos. Valores típicos indicativos se encontram na faixa entre 150 e 400 kWh, excepcionalmente a linha de produtos Isostáticos podem atingir até 6.000 kWh por tonelada de refratário produzida. Vale ressaltar que algumas matérias-primas importantes para a indústria de refratários, em especial magnésias e aluminas eletro fundidas, são consumidoras intensivas de energia, com valores variando em 1.600 a 3.000 kWh por tonelada. Analisando desde a preparação de matérias primas eletro fundidas até a expedição final do produto acabado, uma planta que produza por ano cerca de 100.000 toneladas de refratários consome cerca de 115.000 MWh.

O setor de fabricação de produtos refratários é muito importante para o país, sendo inclusive considerado uma atividade de segurança nacional devido à importância dos refratários em diversos segmentos industriais, principalmente para produção de aço e cimento, insumos importantíssimos para construção do país. As plantas de produção de refratários no Brasil, sofrem constantes ameaças com a importação de produtos de países asiáticos devido ao baixo custo de produção, principalmente da China. Reduzir o custo de produção dos refratários passa além de uma questão de aumento de lucros para uma questão de sobrevivência deste ramo de produtos aqui no Brasil.

Atualmente não é suficiente incentivar a utilização de fontes de energia limpas em novos projetos, em conjunto é necessário melhorar a eficiência energética e reduzir as emissões das fontes existentes e ainda em utilização, devido a sua vital aplicação ou a falta de uma alternativa viável, mais limpa e eficiente para substituí-las. A cogeração de energia utilizando o reaproveitamento de calor residual, tem-se mostrado como uma eficiente alternativa para reduzir os impactos ambientais, aumentar a eficiência dos ciclos termodinâmicos, reduzir custos e aumentar a disponibilidade de energia, Balestieri (2002) destaca as vantagens de utilização da cogeração.

É neste contexto que o uso da cogeração como solução transitória se afirmar como medida importante e viável. A cogeração ultrapassou a marca de 20 GW em operação comercial no Brasil em junho de 2022, representando agora 10,9% da matriz elétrica nacional, aponta o levantamento da Associação da Indústria de Cogeração de Energia (Cogen), com base em dados da Aneel (2022), demonstrado na Figura 3.

Figura 3– Capacidade Instalada Cogeração no Brasil (GW)

Fonte: Canal energia (2022)

Trabalhando com a maximização do uso de energia elétrica em conjunto com a energia térmica, a cogeração consegue converter até cerca de 90% do combustível em energia útil, sendo assim muito mais eficiente do que geradores termoeletrônicos, cuja eficiência normalmente chega a 45%, Villari (2021).

O Balanço energético Nacional (BEN) publicado pela EPE (2023) apresenta uma redução do uso de energia das termelétricas a partir de combustíveis fósseis, observa-se uma queda de 31% para 20% entre os anos de 2021 e 2022 respectivamente. Esta redução é devido, entre outros motivos, ao aumento da disponibilidade de energia hidráulica devido ao regime hídrico favorável e da ampliação da geração eólica e solar. Devido à sazonalidade natural da geração de energias renováveis, tanto hidráulica como eólica e solar, por uma questão de segurança é necessário o uso de energia elétrica a partir de termelétricas, reforçando a necessidade de manutenção destas usinas em operação.

Um fator importante a ser considerado no planejamento da matriz energética do Brasil, são as perdas na geração de energia concentradas nas centrais elétricas. Estratificando estas perdas temos que mais de 80% estão concentradas nas centrais termelétricas, conforme apresentados pelo relatório síntese 2023 da EPE. Logo, quanto maior for a utilização destas centrais na matriz energética, maiores serão as perdas associadas as centrais termelétricas,

reforçando a necessidade de trabalhos de melhoria da eficiência e redução de custos neste tipo de geração de energia.

A utilização de motores de combustão interna (MCI) para acionamento de máquinas elétricas para geração de energia elétrica é usual e possui diversas aplicações, desde geradores de pequeno porte para edifícios comerciais a grandes máquinas para geração de energia para cidades, grandes navios, locomotivas, equipamentos de mineração.

A possibilidade de recuperação de calor residual de motores de combustão interna (MCI) deve ser cada vez mais estudada e avaliada, pois pode resultar em excelentes ganhos econômicos e melhorias ambientais, Iliev (2021).

A associação e fatores importantes como o papel estratégico da indústria de

1.3 Justificativas

As justificativas para o desenvolvimento deste trabalho estão sumarizadas em seguida:

- a) Mensurar o impacto do aumento da eficiência termodinâmica da Central Termoelétrica na redução do custo unitário do MWh gerado.
- b) Avaliar os possíveis cenários de operação da cogeração e os ganhos gerados determinando a melhor opção para a operação da CTE na planta de refratários.
- c) Identificar os gargalos técnicos e propor as melhores alternativas para reaproveitamento da maior parcela possível do calor residual dos motores a combustão interna.
- d) Identificar e desenvolver medidas de mitigação para os fatores que dificultam a implantação do sistema de cogeração.
- e) O caráter multidisciplinar do estudo, utilizando as teorias da termodinâmica e transferência de calor, em conjunto com estudos econômicos diante dos cenários de aplicação da energia gerada na cogeração.

1.4 Estruturação

Esta dissertação está dividida em seis capítulos, sendo que nos capítulos 2 até 5 concentra-se o principal conteúdo do documento.

No capítulo 2 tem-se uma revisão bibliográfica da literatura referente as características do setor de fabricação de refratários, ao reaproveitamento de calor residual em MCI utilizando ciclo Rankine convencional, casos de sistema de cogeração implantados e estudos comparativos

onde são resumidos os casos e aplicações mais recentes. A título de estado da arte é apresentado um resumo dos principais trabalhos e documentos técnicos estudados, bem como uma avaliação da aplicação e referenciação do estudo desenvolvido neste trabalho.

No capítulo 3 temos o referencial teórico do trabalho, aprofundando o entendimento sobre cogeração, métodos de operação e estratégias, ciclo Rankine convencional, recuperação de calor residual em MCI com exemplos de trabalhos realizados, transferência de calor e trocadores de calor, o software GateCycle e sua aplicação em trabalhos que obtiveram um bom resultado com implantação de plantas de potência, muitas com ciclo combinado. Em conjunto com todos os trabalhos técnicos é realizado também uma análise do mercado de energia no Brasil, onde é possível entendermos a interface e influência entre cogeração e o mercado de energia. As bases teóricas desta dissertação são apresentadas no capítulo 3.

O capítulo 4 descreve a metodologia adotada, detalhando as etapas seguidas no desenvolvimento do modelo termodinâmico, do modelo de custo e cenários para utilização da energia gerada, neste capítulo temos arranjo do sistema proposto como projeto, uma análise dos equipamentos da central termelétrica onde será executado o projeto de cogeração com foco no funcionamento do MCI como principal fonte de calor residual. São relacionados os passos para simulação no Gatecycle e os dados técnicos do catálogo de testes dos motores a combustão realizados pelo fabricante.

No capítulo 5 temos a apresentação detalhada dos resultados obtidos com as simulações no Gatecycle, sequenciados a partir da avaliação somente do motor até a operação em carga máxima e venda máxima de energia elétrica, todo o dimensionamento dos equipamentos é feito neste capítulo, bem como o estudo financeiro e econômico de aplicação do projeto. Os resultados são compilados e discutidos no capítulo 5.

Finalmente, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões alcançadas conforme os resultados das simulações e avaliações do ciclo termodinâmico, com as melhores opções de operação e avaliação da viabilidade do projeto em partes, e na totalidade. Encerrando finalmente com as recomendações para trabalhos futuros.

Tem-se ao final do trabalho uma relação em que estão listadas todas as referências bibliográficas utilizadas como base técnica do trabalho.

Nos Apêndices são apresentados mais alguns resultados omitidos do corpo principal desta dissertação, dados de simulação dos equipamentos e arranjo proposto e as planilhas de cálculo dos dados econômicos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada uma revisão da literatura a respeito de: características importantes da produção de refratários, do reaproveitamento de calor residual em motores de combustão interna utilizando ciclo Rankine, sistemas de cogeração com as suas vantagens e dificuldades para implantação.

2.1 Produção de Refratários

Os refratários são utilizados como material primário para revestimentos em equipamentos industriais que trabalham com altas temperaturas, garantindo uma proteção segura. Os produtos refratários são compostos por variadas matérias primas como argilas aluminosas, magnésita, zircônia sílica, cromita e outros. Pode-se dividir a aplicação dos refratários em segmentos de usuários finais, como os produtores de ferro e aço, energia, produtos químicos, metais não ferrosos, cimento, cerâmica e vidro, Schacht (2004).

A indústria siderúrgica é a maior consumidora final de refratários, que responde por cerca de 60% do mercado mundial, onde é exigido que os produtos refratários suportem altas temperaturas, chegando a 1850°C, sem qualquer alteração importante em suas propriedades físicas.

As principais aplicações de refratários na indústria siderúrgica incluem o uso em revestimentos internos de fornos para fazer ferro e aço, em fornos para aquecimento de aço antes do processamento, em vasos para armazenar e transportar metal e escória, nas chaminés ou chaminés através das quais gases quentes são conduzidos, e outras aplicações.

Conforme informado pela World Steel Association (2022) a produção mundial total de aço bruto foi de 1.878,5 Mt em 2022, uma queda de 4,2% em relação a 2021, fortemente impactados pela baixa atividade econômica da China e da Guerra na Ucrânia.

No processo de fabricação de refratários, as etapas de mistura das massas e de tratamento térmico dos tijolos, como destacado na Figura 1, estão os equipamentos mais vulneráveis em caso de falta de energia. Após a moagem, é realizado o preparo da massa refratária seguindo os procedimentos e critérios de fabricação predefinidas (MATOS, 2009) a falta de energia pode ocasionar na perda das massas. A secagem é uma etapa delicada e complexa no processo de fabricação, o objetivo é o de eliminar a água por evaporação através mediante a presença do calor. A retração que as peças de cerâmica sofrem durante a etapa de secagem é um parâmetro de grande importância tecnológica. (ABAJO, 2000).

2.2 Reaproveitamento de Calor Residual em MCI

Ao utilizar processos como a combustão, para geração de energia, o calor não utilizado e descartado para o meio ambiente é chamado Calor Residual. A maior parte da energia do combustível consumida no MCI é rejeitada para o meio ambiente na forma de calor residual através do escapamento e dos sistemas de refrigeração do motor. Quanto maior a temperatura dos Gases de exaustão de um sistema, maior será a energia descartada e consequentemente menor o rendimento térmico do ciclo. Portanto, reaproveitar parte desse calor residual aplicando um ciclo Rankine para cogeração, melhora tanto a eficiência de combustível do motor como também reduz a emissão de dióxido de carbono na atmosfera.

Mahmoudi, Fazli e Morad (2018) revisaram estudos realizados sobre recuperação de calor residual dissipado de sistemas de energia através do Ciclos Rankine Orgânicos (CRO). Para os motores a diesel como fonte de calor a configuração de ciclo mais popular entre os estudos foi o CRO dois níveis de temperatura, e para os MCI e turbinas a gás o mais utilizado foi o CRO de um nível de temperatura regenerativo.

A partir da análise realizada por Wang et al. (2018), o potencial de recuperação do calor de exaustão e sua conversão em energia mecânica ou elétrica é muito significativo e até 50% do volume de gases de exaustão pode ser recuperado e utilizado em um sistema de reaproveitamento de energia associado ao ciclo Rankine.

Chatzopoulou e Markides (2018) constatarem que em motores de combustão interna mais de 55% da energia do combustível é rejeitada como calor para o circuito de água de resfriamento das camisas do motor e no fluxo de gases de escape emitidos para a atmosfera. Recuperando este calor, o mesmo pode ser usado para geração de energia adicional, reduzindo assim o consumo de combustível e as emissões dos MCI utilizados na geração de energia elétrica.

ZHAO et al. (2018), avaliaram a utilização de sistemas de simulação integrada para estimar a adaptabilidade ideal, quanto às condições de operação de ciclos combinados com MCI. Os autores elaboraram um modelo de um ciclo no software GT-Suite. Os resultados constatarem que o desempenho apresentou melhorias, com aumento de 3,57% na eficiência térmica e redução de 10,09 g/(kWh) no consumo específico de combustível (SFC), quando comparado ao motor diesel original.

Segundo Pulkrabek (2004) cerca de 30% da energia do combustível é transportada do motor no fluxo de exaustão na forma de entalpia e energia química. Então, cerca de um terço da energia total fornecida pelo combustível é dissipada para o ambiente por algum modo de transferência de calor.

Segundo Heywood (2018), considerando um motor de combustão interna típico, mais de 40% da energia do combustível é dissipada através dos gases de escape e do sistema de refrigeração, a energia resultante da combustão em um MCI é dividida em potência no eixo, perdas por atrito, perda de calor para o refrigerante, calor perdido nos gases de escape. Um balanço geral de energia, utilizando a primeira lei da termodinâmica, fornece informações da energia fornecida, o trabalho realizado e a energia rejeitada.

Tiancheng et al. (2019) propuseram um arranjo utilizando o ciclo Rankine em cascata para montagem de um Sistema integrado de recuperação de calor residual de dois motores de combustão interna de 9.960 kW utilizados na geração de energia elétrica para um navio. A eficiência térmica foi superior ao sistema original, a quantidade de emissões foi reduzida.

Han et al. (2021) propõe uma cogeração com um novo sistema de refrigeração em cascata. O calor residual do MCI é utilizado nos ciclos em cascata para fornecer resfriamento para barcos de pesca e caminhões refrigerados. Dentre as tecnologias de aproveitamento do calor residual dos motores, o sistema de refrigeração por absorção termicamente ativado gera os melhores resultados. A utilização do calor residual do MCI aumenta a eficiência exergética atingindo cerca de 52%.

Kyriakidis et al. (2017) utilizando o algoritmo de conjunto ativo da rotina do “*MATLAB Optimization Toolbox*” criam um modelo de um sistema de recuperação de calor residual de gases de escape para um motor diesel marítimo de dois tempos de 23.000 kW, conseguiram recuperar a energia de calor residual e reduzir o nível de emissões ao mesmo tempo. São modeladas duas configurações diferentes dos ciclos Rankine de vapor. Os resultados mostram que é possível produzir entre 1.577 kW a 1.641 kW com a recuperação de calor através do uso do EGR.

Nawi et al. (2018) ao investigarem o potencial de recuperação de calor residual de MCI marítimos, usando o bioetanol a partir de microalgas como fluido de trabalho no ciclo orgânico Rankine (ORC) mostraram cerca de 30 a 40% da energia nominal dos motores disponíveis como calor residual. Utilizando um MCI, trabalhando com 1.500 rpm e potência de 996 kW, nos seus gases de escape foi confirmada uma temperatura de 573 K para uma vazão mássica de 7.139 kg/h.

Jinbo et al. (2021) Projetam um sistema de recuperação de calor de um MCI marítimo, de 6 cilindros, 9960 kW. Utilizando o Ciclo Rankine Orgânico (CRO) a vapor, um sistema foi projetado e testado. Os resultados dos cálculos mostraram que é possível gerar energia de até 1.079 kW a 100% da carga utilizando este sistema. A avaliação técnico-econômica trouxe resultados que mostraram que o período de retorno desse sistema é de 5,2 anos.

B. Deng et al. (2017) Propuseram um Ciclo Brayton Assistido por Vapor (CBAV) para recuperação do calor de exaustão de um MCI. O ciclo de ar regenerado Brayton é acoplado ao tubo de escape do motor MCI e usado para recuperar diretamente o calor de escape do motor. O modelo de simulação foi construído usando GT-Power e a eficiência máxima aumentou em 7,0% com 6000 rpm, o que é maior do que os estudos anteriores devido ao vapor complementar gerado.

Chen et al. (2017) realizaram um estudo analisando diferentes estruturas de resfriamento para cabeçote e bloco e o estado térmico correspondente, dissipação térmica e dissipação de potência por atrito. Quando a potência do motor é aumentada em 15%, o fluxo de refrigerante do esquema ideal pode ser 44,21% menor que o do esquema original, enquanto a dissipação de potência térmica e de atrito pode ser reduzida em 65,95% e 4,13%, respectivamente.

Segundo Ganapathy (2003) os motores a diesel são empregados principalmente em unidades de cogeração de baixa e média potência, tipicamente 50 kW a 50 MW quando utilizando o diesel. Um MCI de tamanho médio tem eficiência elétrica maior do que uma turbina a gás de tamanho semelhante (34–40% vs. 25–30%). As eficiências de carga parcial também são maiores. Eles exigem menor pressão de gás combustível para operação e a saída de energia elétrica é menos sensível à temperatura do ar ambiente. Existem duas fontes principais de calor disponíveis nos motores a diesel. Um é a água de resfriamento do motor e o outro é o gás de exaustão. Em muitas fábricas, vários motores a diesel são usados ao mesmo tempo; portanto, combinando o fluxo de gás de exaustão em um único duto grande, uma única caldeira de calor residual pode ser construída.

Xiangyang et al. (2020) Propõe um sistema de recuperação de calor para converter eficientemente o calor residual do gás de exaustão e da água de resfriamento das camisas de um motor de combustão interna (MCI) marítimo de grande porte em energia elétrica e térmica para resfriamento. O sistema de recuperação de calor residual proposto foi simulado utilizando o software MATLAB. O CR é combinado com o ORC para recuperar o calor residual dos gases de exaustão. Além disso, os efeitos dos parâmetros, incluindo pressão de evaporação, superaquecimento e carga do motor no desempenho do sistema foram analisados para otimização do projeto. O sistema de recuperação de calor residual projetado pode produzir 7.620 kW de eletricidade e 2.940 kW de energia de resfriamento sob as condições de operação nominal do motor com 84.280 kW, o que melhora a eficiência térmica do motor em 10,5%, e gerando cerca de 9,0% em energia elétrica e 12,5% de potência total em relação à potência do motor a combustão.

2.3 Sistemas de cogeração

Shabanpour e Karimaghaei (2022), reforçaram os conceitos destacando que uma unidade combinada de calor e energia (CHP) é um sistema de cogeração que consome combustível para gerar energia elétrica e calor simultaneamente. Os CHPs têm sido empregados em muitas aplicações ao redor do mundo há décadas para gerar energia elétrica de 15kWe a 100MWe. Além disso, pequenas e micro CHPs oferecem outras vantagens potenciais, incluindo descentralização do fornecimento de energia, redução das perdas e dos custos de energia.

Frangopoulos (2017), mostra como exemplo de sucesso a instalação de cogeração no hospital Gomez Ulla em Madri, Espanha, consiste em uma usina de 5,8 MWe / 6,1 MWt utilizando dois motores a combustão interna, o gás natural é fonte primária de energia, o combustível para os motores. A geração anual de eletricidade e aquecimento são estimadas em 45 GWh e 47 GWh respectivamente. Os resultados foram a redução dos custos de eletricidade (2,8 milhões de Euros em 2008), e uma economia de 16% do consumo de gás natural.

Ochoa et al. (2017), apresenta um trabalho de avaliação técnica e financeira de um sistema de trieração de energia, aproveitando os gases da combustão de duas máquinas térmicas (Microturbina e Grupo gerador) visando gerar energia elétrica, produzir água gelada para climatização e água quente (vapor) para um processo industrial. O estudo realizado para os diferentes cenários analisados da planta de trieração forneceram resultados favoráveis em função do payback, TIR e o valor presente líquido ao longo dos anos, encontrando payback variando de 3 a 6 anos e a TIR variando entre 26% e 53%.

Gambini et al. (2019), utilizando um caso real de uma indústria de fabricação de papel na Itália, mostraram os principais passos e indicadores para implantação de um sistema de cogeração para atendimento da necessidade de energia elétrica e térmica desta indústria. Os parâmetros foram analisados e comparados com a ajuda do software GateCycle. Dentre as alternativas de cogeração propostas, os resultados mostram que as turbinas a gás são a tecnologia mais adequada para os processos da indústria de papel.

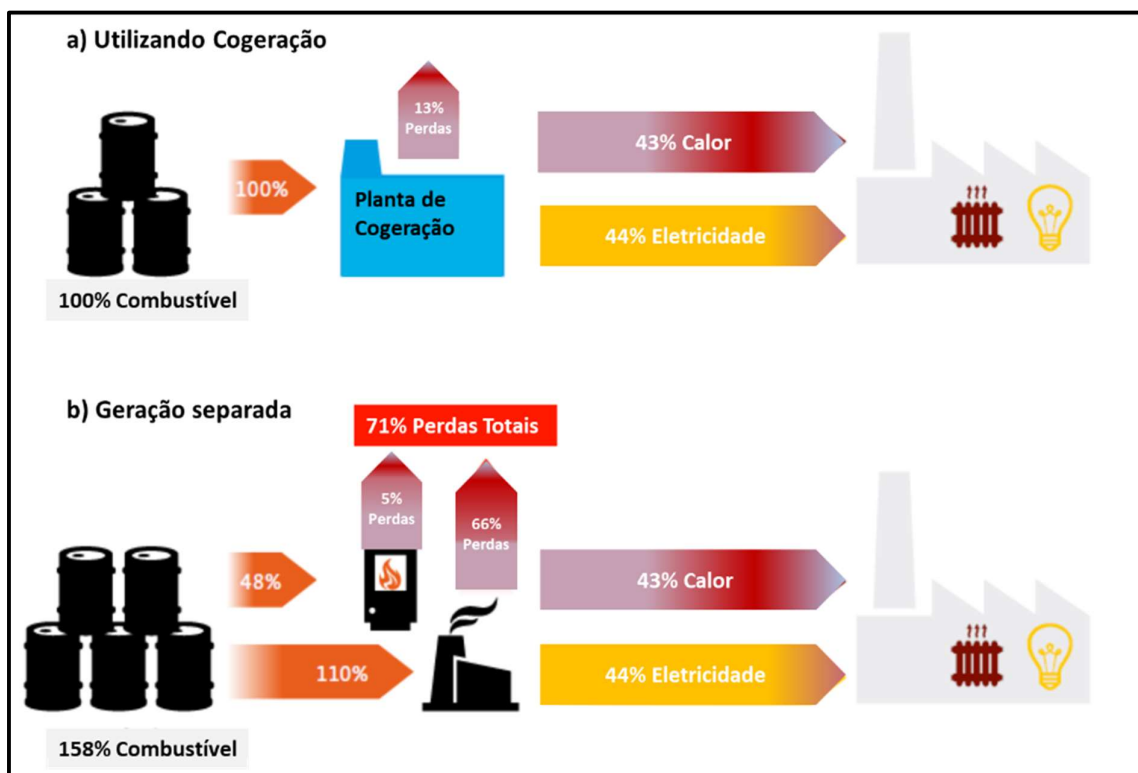
Ahn et al. (2021) realizaram um estudo de avaliação da redução de custo do sistema nacional de transmissão e distribuição de energia elétrica, com o levantamento de oportunidades e ganhos com a maximização do uso das centrais de cogeração localizadas nos EUA. Os resultados mostram que, mais de 40% da capacidade instalada de cogeração (0,7–8,7 GW) não foi totalmente utilizada em 2019. Essa capacidade disponível representou até 9% do pico de demanda, o que pode gerar economia de custos de até US\$ 16 bilhões anuais, evitando, custos de instalação de novas turbinas de combustão de gás natural ou de ciclo combinado.

2.4 Estudos Comparativos

Conforme a segunda lei da termodinâmica sempre haverá a rejeição de calor para uma fonte fria independente do ciclo, como reaproveitar uma parcela do calor rejeitado pelas máquinas térmicas tem sido alvo de estudos durante várias décadas e persiste atualmente, impulsionado não somente pela redução de custos como também pela redução de emissões nocivas devido ao uso de combustíveis fósseis. Diversos estudos comparativos entre ciclos, máquinas térmicas, combustíveis, sistemas de cogeração, tem sido desenvolvidos na busca das melhores opções para cada caso estudado.

Iliev et al. (2021), realizaram uma análise comparativa da eficiência energética de diferentes cogeneradores em grandes escalas utilizando CHP para aplicação em estudo de caso numa central de cogeração que melhor atendesse as necessidades de aquecimento e eletricidade para um distrito local da cidade de Kiev, Ucrânia. Avaliando todos os indicadores econômicos e técnicos, ficou demonstrado que a configuração de cogeração com aproveitamento de calor residual dos motores a combustão interna é a melhor opção, chegando a atingir eficiências calculadas, térmica de 45,46% e eficiência total de 93,76%.

Figura 4 - a) Produção de Calor e Energia por Cogeração Vs. b) Separadamente



Fonte: Adaptado de GIZ 2016

Na publicação de GIZ (2016) foi reforçado o conceito e papel de cogeração como um dos itens mais acessíveis para melhorar a eficiência energética e aumentar o fornecimento de eletricidade, foi comparado a eficiências entre sistemas de geração de energia com e sem cogeração. A análise dos esquemas apresentados na Figura 4, permite comparar e concluir que um sistema de cogeração fornece as mesmas quantidades de energia (térmica e eléctrica) que um sistema convencional, porém com menor consumo de combustível. A geração separada consome cerca de 58% a mais de combustível.

Moraes e Junior (2018) realizaram um estudo de caso para uma empresa do ramo de proteínas animais para aumentar a sua produção com o menor custo possível, desenvolveram um trabalho de análise para apontar alternativas de redução de custos no consumo de energia eléctrica de empresas que possuem geradores de vapor, o estudo explana o funcionamento de um processo de cogeração em caldeira a vapor e comparando com um processo sem cogeração. A opção sem cogeração tem o maior payback em relação às outras. Já o sistema com cogeração, calculou-se que o maior payback ficou com 3 anos e 8 meses.

Teixeira et al. (2019) realizaram um estudo para avaliar e comparar as experiências de cogeração associada em fábricas de extração de óleo de Palma, no sentido de determinar melhores práticas. A produção de Óleo de Palma gera resíduos com potencial energético os quais podem ser utilizados em regime de cogeração para atender as demandas internas de energia da planta de processamento. Este aproveitamento pode ser otimizado para gerar um superavit de energia eléctrica que pode ser vendido à rede.

De Campos et al. (2019) apresentou um estudo comparativo do funcionamento de um motor a combustão interna (MCI) em duas configurações estudadas, a primeira considera apenas a geração de energia eléctrica enquanto a segunda consiste em um sistema de cogeração com o motor de combustão interna operando com biogás para geração de energia eléctrica. Por fim, a partir da análise ambiental, observaram que o sistema possui um indicador de baixa poluição de 0,11 kg de CO₂/MJ, que considera as emissões equivalentes de dióxido de carbono, resultando em uma eficiência ecológica em relação à geração de energia eléctrica de 82%; no caso de um sistema de cogeração, essa eficiência é aumentada para 93%. Os resultados mostraram claramente a melhoria de todos os indicadores com o cenário de cogeração.

Johara et al. (2020) realizaram um trabalho comparando os resultados entre três modos de cogeração de energia, foi utilizado um motor de ignição por compressão estacionária de 4,4 kW acionando um gerador, para geração de energia eléctrica. A produção máxima de energia útil para trigerção com energia térmica foi de 7,27 kW a uma carga do motor de 4,4 kW. A redução das emissões de CO₂ em kg/kWh no caso de trigerção com armazenamento de energia

térmica foi de 54,92% a uma carga de 4,4 kW em relação à geração única. Os resultados da investigação obtidos mostraram que o desenvolvimento de um sistema de trigeração integrado de armazenamento térmico de tamanho micro é viável e mais eficaz

Haydargil e Abuşoğlu (2018) realizaram um estudo comparativo e apresentaram uma análise de custo por hora trabalhada realizado pelo motor de combustão interna que opera no sistema de cogeração existente instalado numa Central de Tratamento de Esgoto na cidade de Gaziantep, Turquia. O MCI utiliza o biogás produzido na própria instalação. Utilizaram quatro métodos de cálculo termo econômicos diferentes. O quarto método, SPECO (custo exergetico específico), foi o método analítico final utilizado no sistema. Define regras de combustível e produto para obter equações auxiliares. O custo termo econômico do trabalho produzido a partir do motor a gás foi determinado em 141,0 \$/h que foi o maior valor obtido em comparação aos demais.

Li et al. (2018) propuseram um novo sistema de aquecimento por cogeração visando utilizar o calor residual do condensado das turbinas de usinas de cogeração. Utilizaram como modelo para desenvolver o estudo um sistema de cogeração composto de duas unidades de turbinas e refrigeradas a água de 2×300MW. Comparado com outros sistemas, o novo sistema de aquecimento por cogeração aumentou a eficiência exergetica total entre 6,1 e 14,1%, reduziu a eletricidade equivalente de aquecimento entre 11,1 e 29,4%, e reduziu o custo unitário de aquecimento entre 8,7 e 23,9%.

Mohammad et al. (2019) compararam diferentes sistemas combinados de refrigeração, aquecimento e energia na busca da melhor opção, do ponto de vista energético, ambiental e econômico. Os arranjos incluíram dois MCI alimentados a Gás, trocadores de calor para o uso de calor residual e chillers de absorção para fornecer resfriamento. Os resultados revelam que, usando chillers elétricos para resfriamento, bem como utilizando o calor residual dos motores primários para aquecimento, a maior redução no consumo de energia primária e nas emissões de dióxido de carbono pode ser alcançada na faixa de 31% e 36%, respectivamente.

Carrero et al. (2019) realizaram um estudo comparativo com diferentes arranjos e equipamentos para uso em sistemas de cogeração de pequena escala (até 1 MW), faixa onde o CHP poderia contribuir ainda mais para aumentar a eficiência energética. As três opções de tecnologia de cogeração comparadas foram: o Motor de Combustão Interna (MCI) e a microturbina a Gás (mTG), e uma microturbina de Ar Úmido (mTAU). O MCI domina o mercado devido à sua maior eficiência elétrica, cerca de 34,8% para uma unidade com potência de 100 kWe. Obtiveram os resultados apresentados na Tabela 1.

Tabela 1- Indicadores comparativos entre equipamentos utilizados em cogeração

Variáveis	mTG T100	mTAU T100	MCI2G Cenergy
Potência Elétrica	100 kWe	100 kWe	100 kWe
Potência Térmica	165 kWth	165 kWth	143 kWth
η_E	30%	30%	34,8%
η_Q	50%	50%	49,8%
η_{Total}	80%	80%	84,6%
Custo equipamento	€ 180.000	€ 198.000	€ 150.000
Custo de instalação	€ 80.000	€ 80.000	€ 80.000
Custo O&M	€ 0,015/kWhe	€ 0,0165/kWhe	€ 0,0225/kWhe

Fonte: Adaptado de Carrero et al. (2019)

2.5 O Software GateCycle

O GateCycle 6.0 foi a ferramenta utilizada para a realização das análises termodinâmicas do arranjo proposto neste trabalho. Ele é utilizado para simulação de termoelétricas em regime permanente e disponibiliza equipamentos comuns em termoelétricas que podem ser utilizados para o desenho do modelo analisado, possui uma ferramenta muito importante que é o balanço de massa no ciclo. Durante os cálculos do GateCycle, os dados gerados durante a modelagem de cada ícone do equipamento são normalmente passados a jusante (seguindo o fluxo de massa) para os ícones do equipamento conectados às portas de saída. (WYATT ENTERPRISES, 2018).

Segundo Tozzi Jr e Jo (2017), o GateCycle é uma ferramenta comercial que permite avaliar tanto a configuração quanto o desempenho de usinas termoelétricas, sejam existentes ou ainda a serem construídas. Nas análises do software, são considerados modelos termodinâmicos, mecânica dos fluidos, e transferência de calor, seja em ciclo simples, combinado, cogeração, entre outros sistemas. É um software versátil e possibilita obter análises simples ou mais detalhadas, conforme a necessidade do projeto, resultando nas dimensões básicas de pré-projeto dos equipamentos. O software GateCycle é executado usando métodos de modelagem de turbina a gás, mais fáceis e mais flexíveis, construídos diretamente no código do GateCycle. Com a adição do ícone “Fóssil Boiler”, o aplicativo GateCycle tornou-se a principal ferramenta de modelagem geral para qualquer tipo de usina termelétrica (WYATT ENTERPRISES, 2018).

2.5.1 Exemplos da aplicação do Gatecycle

Como exemplo, León (2016) cita a simulação de uma planta na versão comercial do software GateCycle e, como resultado, foi encontrado um payback de cinco anos para o projeto analisado. Em outro trabalho citado, foi feita a comparação do sistema com turbina a gás com um ciclo combinado e o payback reduziu em 31% e o VPL aumentou 55%.

O GateCycle também foi utilizado na simulação de desempenho de todo o sistema por Kang et al. (2014). Foi implementada a combustão de uma mistura de gás natural e biogás em uma turbina a gás para um sistema de cogeração de modo a analisar as razões de cada tipo de gás e a respectiva influência na geração de calor e no custo de eletricidade, chegando a índices financeiros como payback simples e valor presente líquido.

No trabalho de Kalina (2012), várias configurações de um sistema de cogeração com base em diferentes tecnologias de gaseificação e turbina a gás foram propostas e analisadas teoricamente. A usina de cogeração a gás foi modelada usando o Gate Cycle e os resultados foram comparados em termos de eficiência de geração de energia elétrica, fator de utilização de energia de biomassa, redução de emissão de CO₂ e economia de energia de combustível fóssil. Verificou-se que tanto a tecnologia de gaseificação como a configuração da planta têm influência significativa nos resultados. A configuração estudada indica que o desempenho da planta em termos de redução de emissão de poluentes e de economia de combustível é muito atrativa. Em alguns casos estudados, a eficiência elétrica é maior que 30%.

Por meio do Gate Cycle, Kim et al. (2018) comparou e avaliou algumas tecnologias para aumentar a potência e a eficiência de uma usina com ciclo combinado usando gás natural liquefeito: (i) sistema de resfriamento de entrada de turbina a gás; (ii) ciclo úmido (injeção de vapor); e (iii) pré-resfriamento do ar de resfriamento da turbina. Os resultados comparativos indicaram que o ciclo úmido apresenta o melhor desempenho em relação às demais tecnologias, que mostraram uma redução na eficiência térmica do ciclo combinado. No entanto, quando o ciclo úmido é aplicado ao sistema com 5% de injeção de vapor, a potência e a eficiência térmica do ciclo combinado foram melhoradas em 1,37%, respectivamente.

O trabalho de Liu e Karimi (2018) tiveram como objetivo apresentar uma metodologia para simular a operação de uma planta de ciclo combinado com turbina a gás no software Aspen HYSYS. As equações de modelagem que capturam rigorosamente as características completas de vários componentes da planta (ou seja, compressor, combustor, turbina, gerador de vapor de recuperação de calor e turbinas a vapor) foram implementadas no Aspen HYSYS. Para avaliar o desempenho do modelo, suas previsões foram comparadas com as de um modelo equivalente

do banco de dados do Gate Cycle. Os resultados mostraram que as previsões dos dois modelos (Aspen HYSYS e GateCycle) estavam próximas, sendo que as diferenças médias para as saídas de potência e eficiências térmicas da turbina a gás, ciclo de vapor e ciclo combinado com turbina a gás foram inferiores a 2,0%, 1,5% e 0,6%, respectivamente.

O estudo de Carapellucci e Giordano (2016), teve como objetivo examinar os efeitos da regeneração termodinâmica em usinas a gás a vapor do ponto de vista energético e econômico. Primeiro, um ciclo combinado de dupla pressão baseado em uma turbina a gás regenerativa foi projetado usando o software Gate Cycle e os efeitos sobre a energia e o desempenho econômico foram avaliados variando os parâmetros operacionais da turbina a gás. Em seguida, foi realizada uma simulação com diferentes configurações do ciclo combinado com turbina a gás, a fim de avaliar o aumento de potência alcançado através da passagem do regenerador e seus efeitos na eficiência e no custo da eletricidade. Por meio da simulação, o estudo mostrou que a melhoria do desempenho energético e econômico das turbinas a gás regenerativas é cada vez mais pronunciada com o aumento da temperatura de entrada da turbina.

Velline et al. (2020) analisaram alternativas para a implantação de um sistema de cogeração na indústria alimentar com base em dados derivados de uma extensa campanha experimental numa instalação especializada em produtos de confeitaria e atualmente servida por uma cogeração baseada em motores de combustão unidade. A análise comparativa foi realizada com a ajuda do software Gate Cycle: tecnologias CHP baseadas em turbina a gás e usina a vapor com turbina de condensação e contrapressão são consideradas e adequadamente projetadas como alternativas. A simulação dos fluxos de energia permitiu estimarem os indicadores de desempenho especialmente definidos referentes a grandezas energéticas, econômicas e ambientais relevantes. Os resultados mostram que, dentre as alternativas possíveis, a adoção de uma unidade de cogeração de turbina a gás de 1,69 MW teria melhor desempenho do ponto de vista energético, ambiental e econômico, dados os indicadores favoráveis que apresenta.

Gambini et al. (2019), utilizando um caso real de uma indústria de fabricação de papel na Itália, mostraram os principais passos e indicadores para implantação de um sistema de cogeração para atendimento da necessidade de energia elétrica e térmica desta indústria. Com referência a essa realidade industrial específica, os parâmetros de desempenho energético, ambiental e econômico foram definidos, analisados e comparados com a ajuda do software Gate Cycle. Dentre as alternativas de cogeração propostas, os resultados mostram que as turbinas a gás são a tecnologia mais adequada para os processos da indústria de papel, devido à melhoria do rendimento do ciclo.

2.6 Estado da Arte

Um compilado da discussão realizada até aqui, a modo de estado da arte sobre o tema, é apresentado na Tabela 2. Como critérios para seleção dos principais artigos, livros e demais publicações sobre o tema central desse trabalho, que é o reaproveitamento de calor residual principalmente em motores a combustão interna para aplicação em sistemas de cogeração, o seguinte filtro foi aplicado, considerou-se para seleção de artigos aqueles que foram publicados a partir de 2017 até os dias atuais, não foi aplicado nenhum filtro nas datas de publicação dos livros técnicos. Foram consultados nos principais portais de periódicos científicos, tais como CAPES, Science Direct e scholar. Google.

Foram encontrados muitos trabalhos desenvolvidos para aplicação naval, devido à oportunidade de geração de calor e necessidades de atendimento as normas ambientais de emissões, principalmente europeias. A utilização do ciclo Rankine orgânico tem sido muito estudada, com diversos trabalhos publicados recentemente, mas não é aplicável neste trabalho em função da oportunidade de aproveitamento da caldeira existente e das dificuldades de uso de novos produtos químicos na empresa, então foi priorizado a solução que cause a menor intervenção no processo de meio ambiente e segurança da empresa onde realizado este estudo de caso.

O termo “Reaproveitamento de Calor residual de MCI” tem sido objeto de estudo há décadas com destaque para aumentar a eficiência do uso da energia química dos combustíveis na combustão dos motores, são encontrados trabalhos de reaproveitamento de calor residual nos gases de exaustão e no circuito de arrefecimento.

O termo “Sistemas de Cogeração” apresenta casos reais nas mais diversificadas áreas, desde hospitais, grandes navios a empresas do agronegócio, gerando trabalhos a longas datas, mas ainda em estudo e com melhorias até os dias atuais.

Finalmente e não menos importante tem-se o assunto “Estudos Comparativos”, onde podemos encontrar trabalhos que confrontam os resultados dos indicadores técnicos e econômicos dos ciclos de cogeração entre si e comparam com profundidade técnica as diferenças entre sistemas operando com e sem cogeração. Todos os trabalhos estudados e listados nesta tabela, mostraram que o reaproveitamento de calor residual de MCI para aplicação em sistemas de cogeração é viável e está alinhado com as demandas atuais de redução de custo e emissões nocivas ao meio ambiente nas Centrais de geração de energia elétrica e calor. Os resultados destes estudos servirão de base de comparação com os resultados obtidos neste projeto.

Tabela 2 - Compilado da revisão bibliográfica

Tema	Assunto	Referência
Reaproveitamento de Calor Residual em MCI	Concluíram que os motores a diesel, motores de combustão interna e turbinas a gás são as principais fontes de calor utilizados para recuperação de calor	Mahmoudi, Fazli e Morad (2018)
	Constatam que em motores de combustão interna mais de 55% da energia do combustível é rejeitada como calor para o circuito de arrefecimento e gases de escape emitidos para a atmosfera.	Chatzopoulou e Markides (2018)
	Afirma que cerca de 35% da energia entra em um MCI é convertida em trabalho útil no virabrequim, e cerca de 30% no fluxo de exaustão na forma de entalpia e energia química	Pulkrabek (2004)
	Faz um balanço geral de energia utilizando a primeira lei da termodinâmica para um MCI, fornece informações da energia fornecida pelo combustível e a energia rejeitada pelo sistema de refrigeração e gases de escape	Heywood (2018)
	Propuseram um sistema de recuperação de calor integrado para dois MCI de 9.960 kW de um navio, melhorando a potência gerada para refrigeração e dessalinização de água para uso no navio e redução das emissões.	Tiancheng et al. (2019)
	Mostram que a utilização do calor residual do MCI para fornecer resfriamento para barcos de pesca e caminhões refrigerados reduziu o consumo de energia e aumentou a eficiência exergética atingindo cerca de 52%.	Han et al. (2021)
	Modelaram configurações do CR e criaram um modelo de recuperação de calor dos gases de escape integrado com EGR para um MCI diesel de 23.000 kW, obtendo entre 1.577 a 1.641 kW	Kyriakidis et al. (2017)
	Projetaram sistemas de recuperação de calor de um MCI diesel de 9960 kW. Sistemas de recuperação de calor, com ciclo Rankine (RC) e um ciclo Rankine orgânico (ORC) foram projetados e testados, os cálculos resultaram em até 1.079 kW gerados a 100% da carga no MCI.	Jinbo et al. (2021)
Sistemas de Cogeração	Propuseram um ciclo Brayton regenerado, um ciclo de Rankine aberto para Recuperação de Calor de Exaustão (RCE) em MCI, atingindo eficiência de 7% no RCE a 6000 rpm, acima de estudos anteriores devido ao vapor complementar.	B. Deng et al. (2017)
	Reforçam os conceitos e ganhos de sistemas de cogeração, como a redução do consumo de combustível, tecnologia amiga do ambiente, descentralização do fornecimento de energia, e redução de custos de energia para os usuários finais.	Shabanpour e Karimaghaei (2022)
	Mostra os excelentes resultados da cogeração em um Hospital em Madri, uma usina de 5,8 MWe e 6,1 MWt utilizando dois MCI, geram 45 GWhe 47 GWht anualmente, conseguiram uma economia de 2,8 milhões de euros em 2008.	Frangopoulos (2017)
	Apresentam a avaliação técnica e financeira de um sistema de trigerção aproveitando os gases da combustão gerando eletricidade, refrigeração e vapor para uma indústria. Com um payback entre 3 a 6 anos e a TIR variando entre 26% e 53%.	Ochoa et al. (2017)
	Apresentaram o caso real de um projeto de cogeração para uma empresa de fabricação de papel na Itália, para embasar a decisão utilizaram o TKPI (total key performance indicator) que agrega as análises de economia de energia, indicadores econômicos e ambientais no mesmo cálculo.	Gambini et al. (2019)
	Realizaram um levantamento do potencial de cogeração e sua baixa utilização pelos sistemas de transmissão e distribuição de energia elétrica nos EUA. A melhor utilização poderia evitar até US\$ 16,4 bilhões em custos com novas instalações para suprir picos e tempo de retomada.	Ahn et al. (2021)

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 2 - Compilado da revisão bibliográfica, continuação

Tema	Assunto	Referência
Estudos comparativos	Compararam a eficiência energética de diferentes cogeneradores em grandes escalas utilizando CHP, a configuração de cogeração com MCI foi a melhor opção, atingindo eficiências calculadas, térmica de 45,46% e eficiência total de 93,76%.	Iliev et al. (2021)
	Compararam e concluíram que um sistema de cogeração fornece as mesmas quantidades de energia (térmica e elétrica) que um sistema convencional, porém com um consumo de combustível cerca de 58% menor.	GIZ (2016)
	Compararam os resultados de cinco cenários de geração de vapor com sistemas de cogeração e sem cogeração. Os sistemas com cogeração, apresentaram os melhores resultados, com payback entre 1,7 e 3,8 anos, e com lucros futuros distintos.	Moraes e Junior (2018)
	Compararam as experiências de cogeração associada em fábricas de extração de óleo de Palma. Os resultados indicaram uma TIR de 7 e 2%, para preço de venda de energia de R\$ 80 MWh.	Teixeira et al. (2019)
	Compararam o funcionamento de um MCI em duas configurações, apenas com geração de eletricidade e outra em cogeração. Resultando em uma eficiência ecológica de 82% somente com geração de energia e de 93% para cogeração.	De Campos et al. (2019)
	Compararam três modos de cogeração, a convencional, cogeração com armazenamento de energia térmica, e trigeração com armazenamento térmico. Os melhores resultados foram obtidos na trigeração, produção de 7,27 kWt e redução de 52% na emissão de CO ₂ .	Johara et al. (2020)
	Compararam o resultado de 4 métodos de cálculos realizaram uma análise de custo por hora de um MCI operando em cogeração. O SPECO foi o método que apresentou o resultado mais correto, utilizando o custo exergético específico, resultou em 141,0 \$/h utilizando o gás natural.	Haydargil e Abuşoğlu (2018)
	Compararam 4 arranjos para reaproveitamento do calor do condensado de 2 turbinas a vapor de 300 MW, um novo arranjo proposto aumentou a eficiência exergética total entre 6,1 e 14,1%, e reduziu o custo unitário de aquecimento entre 8,7 e 23,9%.	Li et al. (2018)
	Compararam arranjos e equipamentos (MCI e TG) para cogeração de pequena escala (até 1 MW) em diferentes países europeus, analisaram aspectos técnicos, econômicos e políticos, a opção com utilização do MCI e recuperação do seu calor residual foi a melhor em vários indicadores.	Carrero et al. (2019)
	Comparando as configurações de trigeração, utilizando chillers elétricos para resfriamento, calor residual dos MCI para aquecimento, MCI acionando geradores de eletricidade, alcançaram reduções de 31% e 36% do consumo de combustível e emissão atmosféricas, respectivamente.	Mohammad et al. (2019)

Fonte: Elaborado pelo autor

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

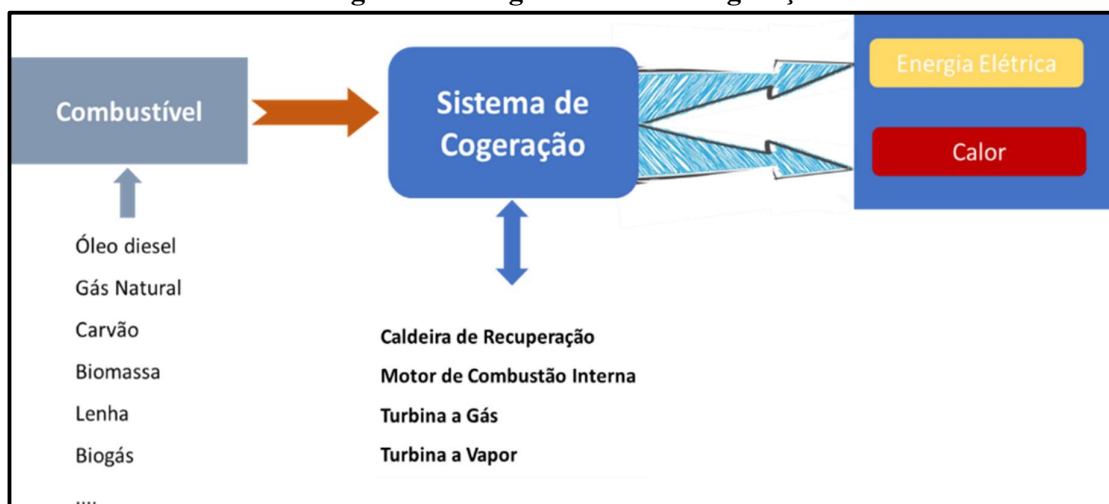
A seguir são apresentados os fundamentos teóricos que sustentam este trabalho. Os fundamentos se referem às características e aplicações da Cogeração, histórico e panoramas, análises técnicas dos arranjos, estratégias e modos de operação, equipamentos típicos, cálculos e análise energética, cálculo dos trocadores de calor, mercado de energia no Brasil.

3.1 Cogeração

Quando se discute sobre a maximização do aproveitamento da energia disponível nos combustíveis com objetivo de reduzir as perdas, aumentar a eficiência, reduzir o consumo e reduzir as emissões nocivas para o meio ambiente, é imperativo abrir espaço para avaliações de implantação de sistemas de cogeração.

Os sistemas de cogeração são aqueles em que se faz, simultaneamente, e de forma sequenciada, a geração de energia elétrica ou mecânica e energia térmica (calor de processo e/ou frio), a partir da queima de um combustível tal como os derivados de petróleo, o gás natural, o carvão ou a biomassa, LOZANO (1998), na Figura 6 tem-se o arranjo básico de um sistema de cogeração.

Figura 5 – Diagrama Básico Cogeração

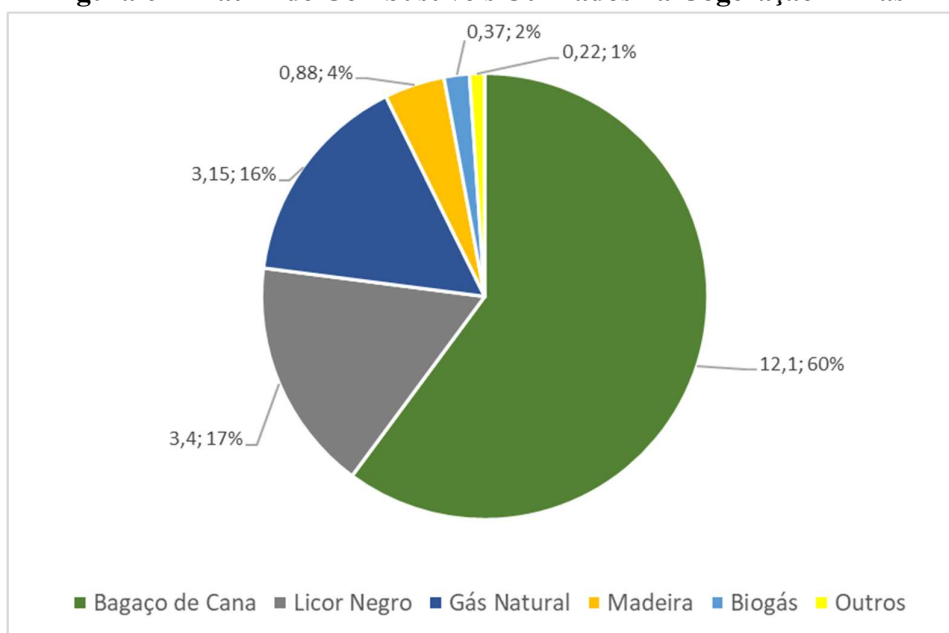


Fonte: Elaborado pelo autor

Uma instalação de cogeração não está limitada a um tipo de combustível, podem ser utilizados diversos tipos de combustíveis, sólidos, líquidos e gasosos, existem aplicações de muito sucesso onde são utilizados mais de um tipo de combustível separadamente (dual fuel)

ou em mistura (mixed fuel). Os combustíveis fósseis, sejam de natureza sólida, líquida ou gasosa podem ser utilizados em sistema de cogeração, o atual cenário mundial aponta o gás natural e carvão como fontes primárias de combustível com maior utilização em função dos volumes utilizados por China, Rússia e EUA, no caso brasileiro temos um cenário totalmente diferente devido a nossa utilização de bagaço de cana gerada pela nossa agricultura do licor negro gerado nas indústrias de celulose, destaca-se o crescente uso do gás natural no acionamento de turbinas e motores a combustão, como pode ser verificado na Figura 6.

Figura 6 – Matriz de Combustíveis Utilizados na Cogeração – Brasil



Fonte: Adaptado de canal energia (2022)

A cogeração é também conhecida pela sigla CHP conforme explicado por Horlock (1997), um acrônimo para a designação inglesa “Combined Heat and Power”. Em geral, pode ser aplicada em todos os casos em que a eletricidade seja produzida utilizando processos de combustão, independentemente do tipo de combustível, sejam fósseis ou renováveis. Assim, o conceito de cogeração recorre a um vasto leque de tecnologias, todavia o seu princípio fundamenta-se sempre na associação de um motor térmico e de um sistema de aproveitamento do calor residual dissipado.

Sempre que um combustível é queimado para gerar eletricidade, é conjuntamente produzido calor residual. Segundo a Agência Internacional de Energia, 90% da energia global foi gerada a partir da queima de algum combustível em 2021, com uma eficiência variando entre 35 e 50%, rejeitando cerca de 1,2 GWh de calor residual que poderia ser reaproveitado.

Breeze (2018) afirma que a combinação de calor e energia (CHP) é o fornecimento simultâneo de calor e eletricidade a partir de uma única fonte. Esta configuração existe quando a fonte primária de energia é a queima de um combustível que fornece energia para um motor térmico e ele aciona um gerador de eletricidade e o calor rejeitado é reaproveitado de alguma forma para uso no processo seja qual for, outra pode ser o combustível ser usado primeiramente para gerar calor para um processo, e o calor residual utilizado para gerar eletricidade. A aplicação mais usual é a configuração com a geração de energia elétrica primeiro, e o calor rejeitado durante a geração de energia é usado para fornecer calor ou aquecimento de processo. Em uma aplicação ideal de cogeração, o calor e a energia elétrica serão fornecidos ao mesmo consumidor ou consumidores. Nem sempre o consumo das energias elétricas e térmicas serão no mesmo local. Ocorrem aplicações em que o calor e/ou a eletricidade podem ser exportados via redes de dutos e cabos elétricos respectivamente, e enviados para locais distantes da geração. Balestieri (2002) destaca as vantagens de utilização da cogeração, a saber:

- Aumento da eficiência do ciclo calculando a relação entre a energia útil e a energia entregue pelo combustível, podendo atingir patamares de até 85% (35% para energia elétrica e 50% para energia térmica);
- Uma pegada ambiental melhor, devido à utilização de combustíveis renováveis, apresentando menores índices de emissão de poluentes;
- Possibilidade do aumento de receitas para a empresa, devido à possibilidade de venda de energia gerando lucro.

Para Lora e Nascimento (2004) a cogeração é independente e não é limitada por:

- Como as energias estão disponíveis: a potência pode ser necessária tanto na forma elétrica como na forma mecânica, e a energia térmica pode ser utilizada em sistemas de aquecimento e refrigeração;
- A eletricidade pode ser utilizada pela própria cogeneradora, transferida para outra unidade por meio de balanço, ou pode ser vendida para outros consumidores. Devendo em cada opção de venda a consultoria de pessoal especializado em legislação fiscal;
- O porte dos sistemas pode ser de apenas alguns quilowatts, até muitos megawatts de capacidade com grande flexibilidade para adaptar a necessidade do processo.

Vantagens específicas da Cogeração:

- A possibilidade de aproveitamento do calor residual gerado resulta em aumento da eficiência, principalmente em relação às centrais termoeletricas convencionais.

- Redução do consumo de combustíveis devido à melhoria da eficiência do ciclo
- Redução dos custos de produção acarretado pela redução das despesas com energéticos e combustíveis.
- Redução das emissões nocivas para o meio ambiente, acarretada maior parte pela redução do consumo de combustíveis e também devido à utilização de combustíveis mais limpos como o gás natural.
- Descentralização do sistema de produção de eletricidade com o maior uso da geração distribuída, reduzindo assim as perdas e aumentando a confiabilidade das redes de transmissão e reduzindo a necessidade de grandes centrais geradoras.
- O aproveitamento dos resíduos resultantes dos processos, principalmente na agricultura e agropecuária, sob a forma de biomassa sólida, biocombustíveis e biogás. Este aproveitamento acarreta ganhos ambientais e econômicos.
- Aumento da flexibilidade na operação das plantas com a possibilidade de alternância dos valores de energia que estão sendo produzidas, podendo priorizar entre uma energia e outra (elétrica ou térmica) segundo as necessidades sazonais.

3.1.1 Estratégias de Implantação e Operação de sistemas de cogeração

A implantação de um sistema de cogeração requer um conhecimento a fundo das demandas e custos das energias térmicas e eletricidade. Quanto à ordem ou prioridade de produção da demanda de calor em relação à geração de energia elétrica na central cogeneradora, podem ser escolhidos dois arranjos para formação do ciclo, Balestieri (2002).

No ciclo Topping (ou geração de eletricidade a montante, também citada como em arranjo de topo) primeiro ocorre a produção de energia elétrica, logo em seguida o calor residual é reaproveitado para utilização em forma de calor para o processo. No ciclo Bottoming (ou geração de eletricidade a jusante, também citada como arranjo de fundo) é inicialmente gerado a energia térmica para um processo e em seguida reaproveita-se o calor residual para gerar energia eletromecânica, (LORA; NASCIMENTO, 2004)

Em cada caso deverá ser realizada uma análise própria e adotadas medidas segundo cada um dos casos, entre vários fatores técnicos e econômicos que devem ser considerados na escolha da solução a ser aplicada. Horlock (1997) e Nogueira et al. (2004) destacam os seguintes:

- Capacidade de produção de eletricidade e recuperação de calor do sistema escolhido em comparação com as demandas de energias elétrica e térmica da instalação;
- Demandas térmicas da instalação, incluindo os níveis de temperatura e as flutuações típicas, ao longo de um ciclo diário, mensal ou anual;
- Demandas de energia elétrica da instalação, tendo em conta variações características;
- Custos atuais e futuros do combustível e da eletricidade adquirida dos fornecedores;
- Receitas atuais e futuras com a venda de energia excedente produzida e entregue à rede pública;
- Custos de operação e manutenção do sistema (OPEX);
- Licenças, impactos e aspectos ambientais;
- Custos atuais e futuros da eletricidade utilizada;
- Custos atuais e futuros do calor utilizado;
- Combustíveis empregados (preço e disponibilidade);
- Custo dos investimentos necessários (implantação, operação e manutenção);
- Retorno financeiro esperado;
- Eficiência na geração de eletricidade e calor;
- Indicador de produção de calor útil, por unidade de energia elétrica produzida;
- Possíveis incentivos fiscais;

O funcionamento ideal de um sistema de cogeração seria o equilíbrio nos valores de energia gerados, sem excedentes ou défices operando no ponto energeticamente recomendável. Na prática, este equilíbrio não acontece, pois as necessidades das instalações não são regulares nem uniformes, pelo contrário muito variáveis ao longo do tempo. O sistema de Cogeração deve ser capaz de controlar tais oscilações e desequilíbrios, devendo operar sempre em torno de um ponto médio das necessidades da instalação.

Existem fundamentalmente duas estratégias básicas de funcionamento para um sistema de cogeração no Brasil, são a venda ou não dos excedentes de energia elétrica, a venda de energia elétrica excedente é factível e muito facilitada se o cogerador for um consumidor do mercado livre de energia elétrica.

Um aspecto essencial para fazer a correta seleção dos equipamentos de cogeração para o desenvolvimento e implantação de um projeto, é a estratégia de operação. Podem ser avaliadas fontes de energia e técnicas diferentes, (LORA, 2004 e LOZANO,2014), entre outras, as seguintes estratégias de operação:

- I. O sistema opera ajustado atendendo os valores de projeto das demandas térmica e elétrica, se necessário pode haver a compra de eletricidade. Não haverá venda de eletricidade excedente ou geração de calor acima da demanda.
- II. O sistema opera ajustado atendendo a demanda de energia elétrica, evitando a compra de eletricidade mesmo que parte do calor cogeração seja desperdiçado. O sistema opera ajustado à demanda elétrica, essa forma de operação é denominada de *paridade elétrica*. (LORA; NASCIMENTO, 2004).
- III. O sistema opera ajustado atendendo a demanda de energia térmica, assim poderá haver energia elétrica excedente que poderá ser vendida, mas não há o desperdício de calor. O sistema opera ajustado à demanda térmica, esta forma de operação é denominada de *paridade térmica*. (LORA; NASCIMENTO, 2004).
- IV. O sistema opera ajustado atendendo as demandas de energia elétrica e térmica, gerando eletricidade excedente para a venda de eletricidade mesmo ocorrendo o desperdício de calor. O objetivo operacional é maximizar a produção de energia elétrica para gerar excedentes para venda.
- V. O sistema é totalmente independente do processo de produção e será utilizado quando os indicadores econômicos forem favoráveis. O resultado econômico é determinante para decidir o quanto o sistema vai operar, até mesmo a opção de desligar a cogeração.

Analisando as estratégias acima, vemos que em III e IV, o viés da comercialização de energia elétrica é destacado. A estratégia II é atrativa e muito utilizada em locais que a energia no horário de pico é muito cara. A estratégia I é totalmente conservadora e será implantada somente diante do menor custo unitário de energia. A estratégia V é totalmente baseada em indicadores econômicos e precisa de um forte controle do funcionamento do sistema (LORA; NASCIMENTO, 2004).

3.2 Recuperação de Calor Residual em MCI

Motores de combustão interna foram inventados há mais de 130 anos, tendo em sua origem o objetivo de produzir potência mecânica em plantas térmicas em substituição de máquinas a vapor. Mesmo após sua aplicação mais intensa na área de transporte, os motores de combustão interna continuam sendo utilizados para a produção estacionária de trabalho, seja em pequenos geradores comerciais, instalações industriais de médio porte ou em grandes centrais termoeletricas. A grande parte da energia do combustível consumida nos MCI é rejeitada no meio ambiente na forma de calor residual através do escapamento e dos sistemas

de refrigeração do motor. Portanto, reaproveitar parte desse calor residual, melhora tanto a eficiência de combustível do motor como também reduz a emissão de dióxido de carbono na atmosfera.

Conforme Pulkrabek (2004) e Heywood (2018), cerca de 40% da energia química total que entra em um motor no combustível é convertida em trabalho útil do virabrequim, e cerca de 60% da energia do combustível é dissipada para o ambiente por algum modo de transferência de calor, seja transportada no fluxo de gases de exaustão ou dissipada nos sistemas de arrefecimento e paredes do motor, na forma de entalpia e energia química. A quantidade de energia (potência), fornecida pela energia química do combustível, é:

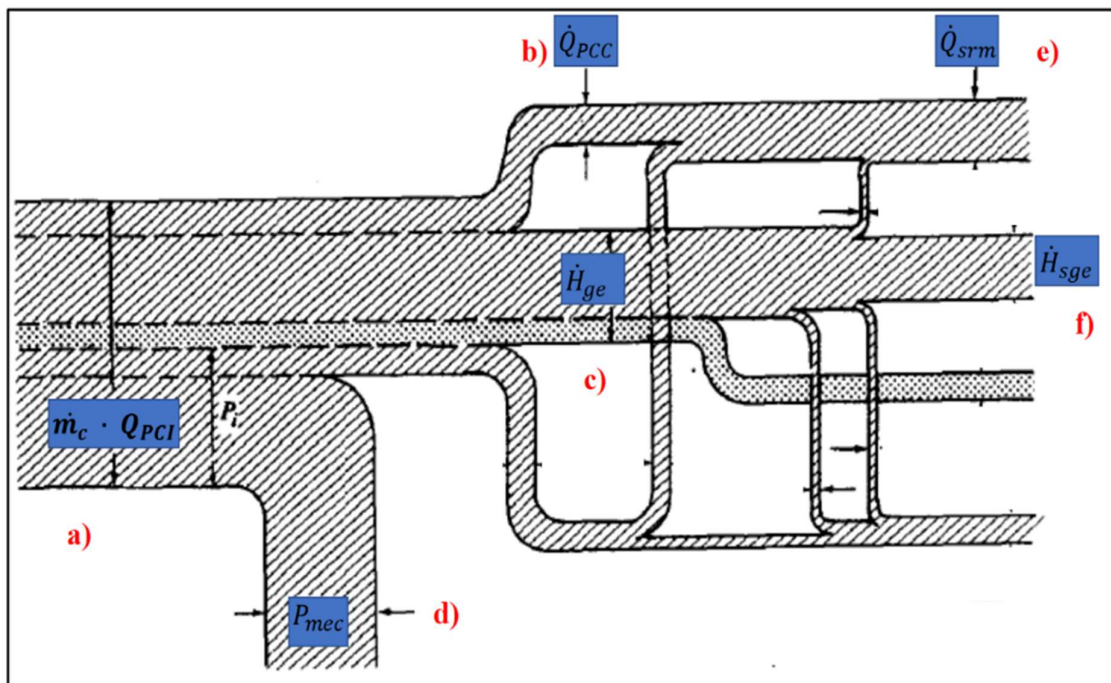
$$\dot{W} = \dot{m}_f \cdot Q_{HV} \quad (1)$$

Onde:

$\dot{m}_f$ é a taxa de fluxo de combustível que entra no motor

Q_{HV} é o poder calorífico do combustível

Figura 7 – Diagrama de Fluxo de Energia no MCI



Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

Na Figura 07 temos:

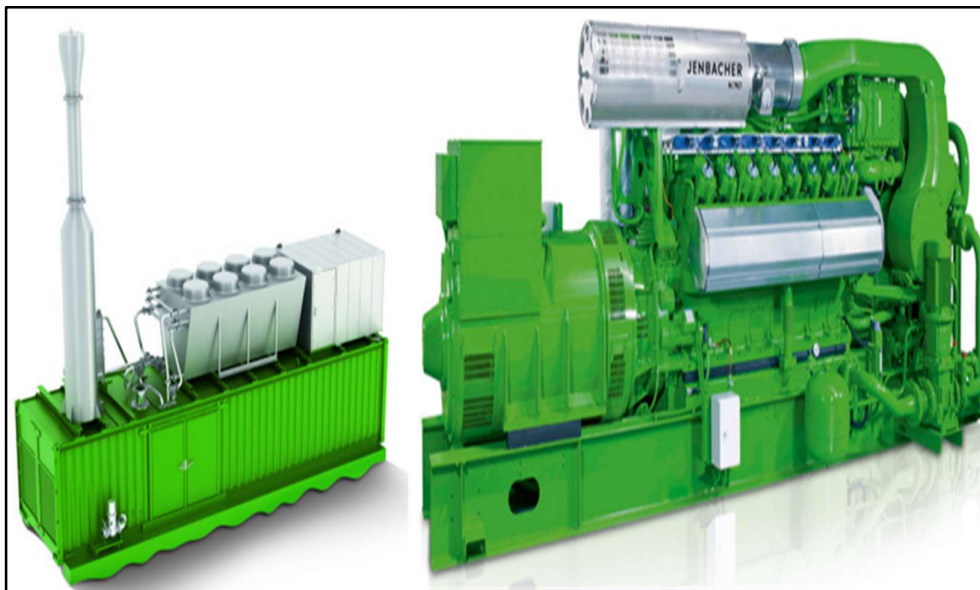
a) $\dot{m}_c \cdot Q_{PCI}$ = taxa de combustível x poder calorífico inferior do combustível

- b) $\dot{Q}_{PCC}$ = taxa de calor transferida para paredes da camara de combustão
- c) $\dot{H}_{ge}$ = fluxo de entalpia do gases de exaustão
- d) P_{mec} = potência mecânica no eixo
- e) $\dot{Q}_{srm}$ = taxa de calor rejeitada para o sistema de resfrieração do motor
- f) $\dot{H}_{sge}$ = fluxo de entalpia sensível gases de exaustão

Os motores a combustão possuem uma grande versatilidade, podem ser adaptados para utilizar variados tipos de combustíveis líquidos e gasosos. Sistemas de cogeração podem ser implantados com a utilização de equipamentos de recuperação de calor residual aproveitando a energia térmica do circuito de arrefecimento do motor e principalmente dos gases de escape, constantes pesquisas têm sido feitas para aprimoramento da recuperação desse calor residual com a utilização de ciclos Rankine Orgânicos e ciclos de Kalina. Para a devida caracterização de um sistema de cogeração, e muitas vezes até mesmo como item determinante da viabilidade dos projetos, é realizado o acoplamento de um alternador ao MCI para gerar energia elétrica. Os gases na saída do motor contêm cerca de 30% da energia do combustível a uma temperatura próxima de 400-500°C, Lozano (2014).

É possível adquirir os motores já equipados com kits de trocadores de calor integrados, por exemplo, na Figura 8 temos o modulo CHP Jenbacher do fabricante INNIO.

Figura 8 – Módulos integrados de CHP com MCI



Fonte: Adaptado de INNIO (2023)

A Environmental Protection Agency (EPA) nos EUA publica no seu catálogo de tecnologias de CHP de 2017 as principais características sobre as tecnologias utilizadas para

cogeração, na Tabela 3 podemos verificar as características dos motores de combustão interna, com destaque para o reduzido tempo de partida propiciando um rápido retorno de energia em caso de blecaute e a necessidade de tratamento e adequação das emissões.

Tabela 3 - Características dos MCI para cogeração

Itens de Avaliação	Descrição
Faixas de potência	Disponíveis de 10 kW a acima 18 MW
Saída térmica aplicações	Os motores alternativos podem produzir água quente, vapor de baixa pressão e água gelada (usando um resfriador de absorção).
Tempo de partida	Possuem uma capacidade de partida rápida, podem fornecer eletricidade rapidamente logo em seguida a demanda.
Partida sem energia	Exigem requisitos mínimos de energia auxiliar. Geralmente, apenas baterias ou ar comprimido são necessários.
Disponibilidade física	Normalmente possuem disponibilidade física superior a 95% em aplicações de geração de energia estacionária.
Funcionamento com carga parcial	A alta eficiência de carga parcial dos MCI garante operação econômica em aplicações de carga de geração de eletricidade.
Confiabilidade e vida útil	Seguindo um plano de manutenção adequado, possuem alta confiabilidade e vida útil elevada, acima de 15 anos.
Emissões atmosféricas	Motores a diesel têm níveis relativamente altos de emissões de NOx e partículas. Os motores a gás natural melhoraram os perfis de emissões.

Fonte: Adaptado de Darrow et al. (2017).

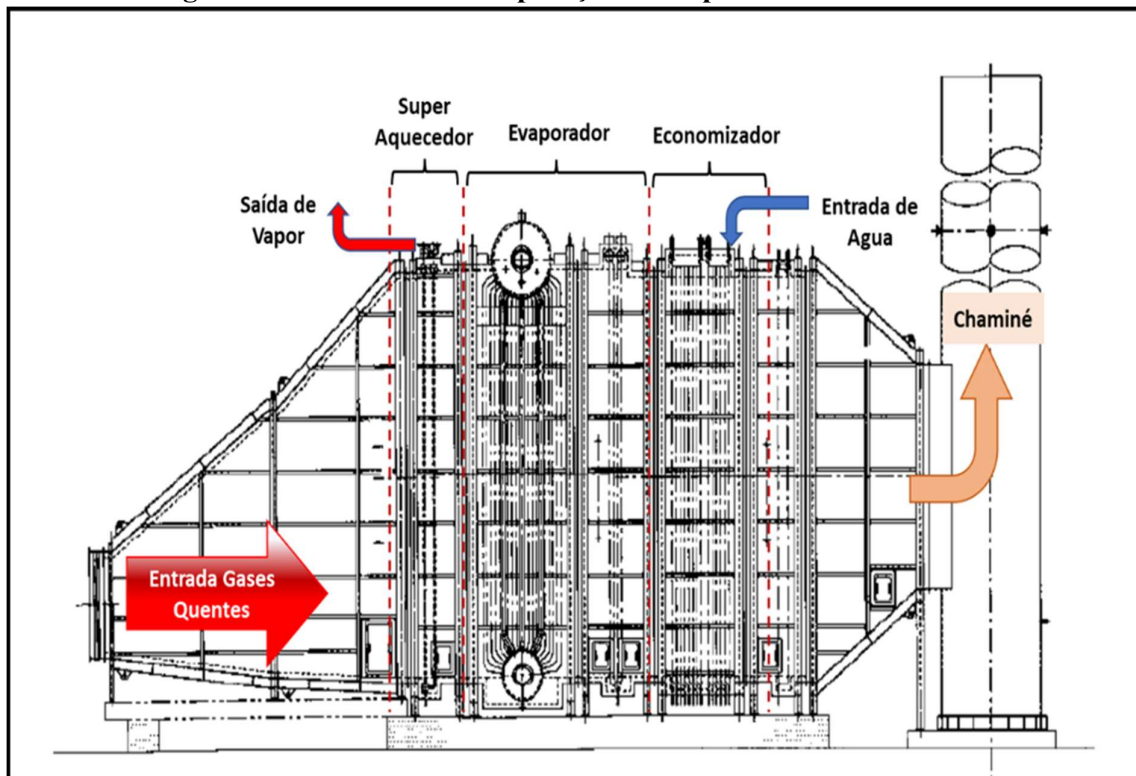
3.3 Caldeiras de Recuperação de Calor

As caldeiras de recuperação de calor residual ou geradores de vapor de recuperação de calor denominadas muitas vezes como HRSG derivado do inglês “*Heat Recovery Steam Generator*”, formam uma importante etapa de usinas de energia e sistemas de cogeração, Ganapathy (2003). A caldeira de recuperação de calor (HRSG) recupera o calor a partir dos gases de exaustão gerados em máquinas térmicas a combustão gerando vapor para aplicação em turbinas a vapor que acionam geradores de energia elétrica.

Este tipo de caldeira possui uma zona de aquecimento onde o gás quente ao entrar na caldeira, tem contato inicialmente com os tubos do Super aquecedor, o restante dos equipamentos são iguais as demais caldeiras que utilizam a queima de combustíveis como fonte de energia. O aproveitamento da energia residual do fluxo de calor dos gases precisa ter uma limitação para que a temperatura dos gases na saída da chaminé em média não seja inferior a 160 °C, IBP (2020). A baixa temperatura dos gases da chaminé ocasionam a condensação de compostos de enxofre e o processo de corrosão. Cuidados especiais devem ser considerados em função da composição dos gases e da temperatura mínima para evitar o chamado “dew point” – ponto de orvalho, IBP (2020).

As caldeiras de recuperação de calor são constituídas por equipamentos associados no mesmo conjunto formando um único equipamento, sendo ordenados do seguinte modo: super aquecedor, evaporador, economizador no sentido da entrada de ar quente para a saída dos gases de combustão, a Figura 9 demonstra a ordem dos equipamentos em relação ao fluxo de gases quentes e de geração de vapor.

Figura 9 – Caldeira de Recuperação – componentes



Fonte: Adaptado de Ganapathy (2003)

O circuito água para vapor começa nos economizadores passando em seguida pelos evaporadores e por último estágio os super aquecedores. A água de alimentação é bombeada através do economizador onde é aquecida pela troca de calor com os gases na saída para a chaminé, em seguida segue para o tubulão e pelos evaporadores. O vapor saturado deixa o tubulão, passando pelo super aquecedor onde é transformado em vapor superaquecido.

A transferência de calor e a eficiência do HRSG é dependente da temperatura, vazão e velocidade do gás de exaustão, da temperatura e pressão da água, e da área de superfície dos trocadores de calor, Ganapathy (2003). Em aplicações na recuperação do calor residual de MCI a água de entrada do HRSG pode ser aquecida pela troca de calor com o sistema de

arrefecimento do motor a combustão e com isso tem-se um aumento da eficiência do ciclo de geração do vapor.

O fluxo de gases quentes que serão captados do MCI para aplicação no HRSG, pelo princípio da conservação de massa, terão uma vazão esperada dada pela equação (2)

$$\dot{m}_{gas\ exhaust} = \dot{m}_f + \dot{m}_{ar\ comb} \quad (2)$$

Onde:

$\dot{m}_{gas\ exhaust}$ – Vazão dos gases de exaustão em kg/s

$\dot{m}_f$ – Vazão de combustíveis em kg/s

$\dot{m}_{ar\ comb}$ – Vazão do ar de combustão em kg/s

Aplicando o consumo específico de combustível fornecido pelo fabricante do MCI- na equação (3) calcula-se a vazão de combustível em kg/s.

$$\dot{m}_f = (SFC \times P) / 3600 \quad (3)$$

Onde:

SFC – Consumo específico de combustível (*specific fuel consumption*) em kg/kW

P – Potência desenvolvida pelo motor em kW

3.3.1 *Queima Suplementar Inserida no HRSG*

Um aumento da produção de vapor de uma HRSG pode ser alcançado através do aumento da temperatura dos gases de exaustão no evaporador, esse aumento de temperatura pode ser conseguido por meio de uma queima suplementar, com a inserção de queimadores auxiliares conhecidos como “Duct Burners (DB)”.

Estes queimadores são alimentados de combustível por uma fonte externa, mas pode-se utilizar apenas o gás de exaustão para a combustão sem necessidade de uma fonte secundária de ar. O DB consiste em um conjunto de bicos de combustível, detentores de chamas, difusores, e uma estrutura de suporte dispostos segundo um padrão diretamente na corrente de gases quentes dentro do duto da HRSG.

A Queima suplementar pode produzir alguns benefícios adicionais, como:

- Aumento da produção de energia.

- Reduzir o custo de geração utilizando um combustível de baixa qualidade que não seria aproveitado no sistema de geração.
- Garantir a produção de vapor mesmo com menor volume de gases quentes da exaustão da máquina térmica a montante do HRSG.

3.4 Transferência e Trocadores de calor

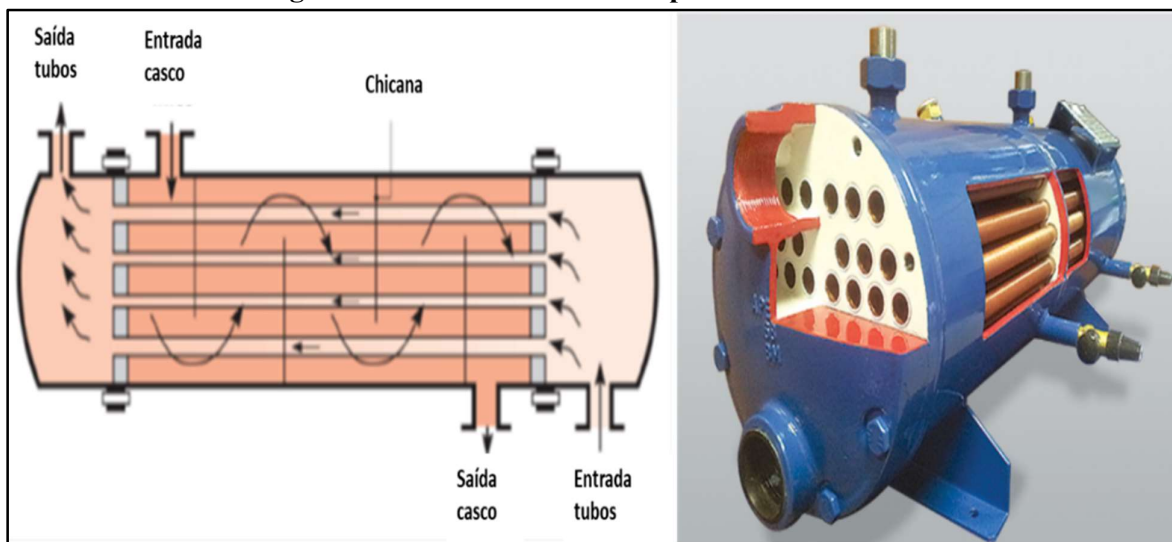
O calor residual de processo ocorre devido às ineficiências de equipamentos e das limitações termodinâmicas dos processos. O calor é gerado por processos de combustão ou reações químicas, aonde parte da energia é utilizada no processo e o restante é rejeitado para o meio ambiente, normalmente na forma de gases de exaustão ou vapor. Apesar de toda a energia perdida na alta temperatura dos gases residuais, não é possível recuperá-la completamente devido às limitações impostas pela segunda lei da termodinâmica, mas uma parcela significativa dessa energia pode ser recuperada, em diversos propósitos visando aumentar a eficiência do processo, redução dos custos com combustíveis e reduzindo as emissões ao meio ambiente. Esse calor residual pode ser recuperado para aplicações térmicas ou convertido em eletricidade, daí partem os sistemas de cogeração e demais aplicações para reaproveitamento do calor residual. Ferramentas importantes para coleta de parte deste calor dispensado pelos processos, são os equipamentos trocadores de calor que podem absorver o calor rejeitado de um determinado fluido e transferir para outro, sem haver contato entre eles.

O calor é uma das diferentes formas de existência de energia, a transferência de calor somente pode ocorrer entre sistemas que estiverem em níveis de temperatura diferentes, ou seja, a transferência de calor ocorre devido à diferença de temperatura. A transferência do calor pode ocorrer de três formas diferentes, por condução, convecção e por radiação, ÇENGEL e GHAJAR (2012).

A transferência de calor por convecção será maior, quanto mais rápido for o movimento do fluido. Os trocadores de calor são equipamentos que auxiliam a troca de calor, de fluidos com diferentes temperaturas, além de evitar a mistura entre os dois fluidos. Nos trocadores de calor a transferência de calor acontece por dois modos, sendo por condução na parede entre os fluidos quente e frio, e por convecção em cada fluido, ÇENGEL e GHAJAR (2012). De acordo com Incropera et al. (2014), os trocadores de calor podem ser categorizados conforme o tipo de construção e perfil do escoamento, podendo ser do tipo, mais comum na indústria, casco e tubo, os quais contêm vários tubos, ordenados no interior de um casco. Existem outros tipos de trocadores de calor como o tubo duplo, compacto, placa e quadro e regenerativo. Uma

configuração comum é o trocador de calor “casco e tubos”, esse tipo de trocador de calor se caracteriza pela quantidade de vezes em que os tubos passam no casco, sua construção mais simples é o de passagem única do tubo no casco, abaixo pode-se verificar na Figura 10.

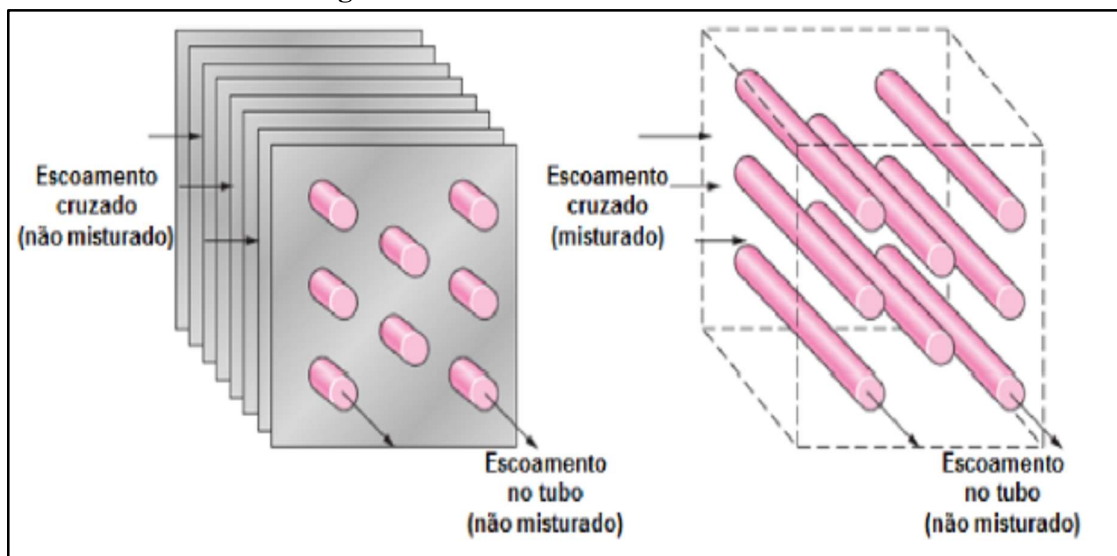
Figura 10 - Trocador de calor tipo casco e tubos



Fonte: Adaptado de ÇENGEL e GHAJAR (2012)

Com tubos concêntricos os fluidos frio e quente se movimentam no mesmo sentido, ou contrário, ÇENGEL e GHAJAR, (2012). O escoamento pode ser contracorrente (fluidos quente e frio em direções opostas), concorrente ou em paralelo (fluidos frio e quente na mesma direção). Um caso especial são os trocadores de fluxo cruzado conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Trocadores de fluxo cruzado



Fonte: Adaptado de Incoprera, (2014)

Nos trocadores de calor de fluxo cruzado, as direções do escoamento dos fluidos de trabalho são perpendiculares entre si, tem ampla utilização como evaporadores, no resfriamento a ar de condensadores e como resfriadores da água (radiadores) usados em MCI.

O grande desafio no projeto e construção de equipamentos trocadores de calor, é manter a eficiência dos equipamentos, pois eles precisam remover ou adicionar energia a um fluido, ou material sólido, aparecendo vários problemas que podem diminuir a eficiência. Utilizou-se a expressão (4) para a obtenção da taxa líquida de calor transferida para dentro ou fora de um volume de controle, que tem como unidade kJ/s.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

Onde:

$\dot{Q}$ - é a taxa líquida de transferência de calor, em W;

$\dot{m}$ - é a vazão mássica, em kg/s;

c_p - é o calor específico a pressão constante, em kJ/kg.K;

ΔT - é a variação de temperatura do sistema, em K.

Essa representação é utilizada para sistemas com escoamento em regime permanente com entrada e saída, sendo iguais à vazão de entrada e a vazão de saída. Outra condição exigida para essa representação é quando as variações de energia cinética e potencial forem desprezíveis, e quando não houver trabalho, Incropera et al. (2014).

3.5 Turbina a Vapor

Em uma turbina a vapor a entalpia do vapor é transformada em energia mecânica, essa pode ser reaproveitada por um gerador para produzir energia elétrica. O vapor superaquecido a alta pressão e temperatura entra nos bocais da turbina ganhando velocidade, o fluxo passa pelas pás da turbina, exercendo uma força tangencial no rotor que gira o eixo ao qual o gerador se encontra acoplado, convertendo a energia térmica em energia cinética. No deslocamento axial do vapor em relação ao eixo da turbina ele é expandido, sua pressão reduz e o volume específico aumenta. As pás dos últimos estágios são maiores, para acompanhar esta variação.

Segundo MAZURENKO (2044) as turbinas podem ser separadas e classificadas segundo diferentes critérios, conforme pode ser verificado a seguir.

Segundo o princípio de funcionamento:

- Ação(impulso);
- Reação;
- Mistas.

Segundo o arranjo dos estágios:

- Turbina de ação simples ou de Laval
- Turbina de ação com velocidade escalonada ou Curtis.
- Turbina de ação com pressão escalonada ou Rateau
- Turbina de ação Curtis – Rateau
- Turbina de reação ou Parsons
- Turbina de ação/reação Curtis – Parsons

Segundo o propósito de utilização da turbina:

- Turbina para acionamento elétrico, operam com velocidade síncrona;
- Turbina para acionamento mecânico, operam com velocidade variável

Segundo o sistema de exaustão:

- Turbina de contrapressão
- Turbina de condensação/extração
- Turbina de condensação

Segundo a forma de regulagem na extração para uso térmico:

- Automática/regulável
- Não regulável.

Segundo as pressões do vapor na entrada da turbina:

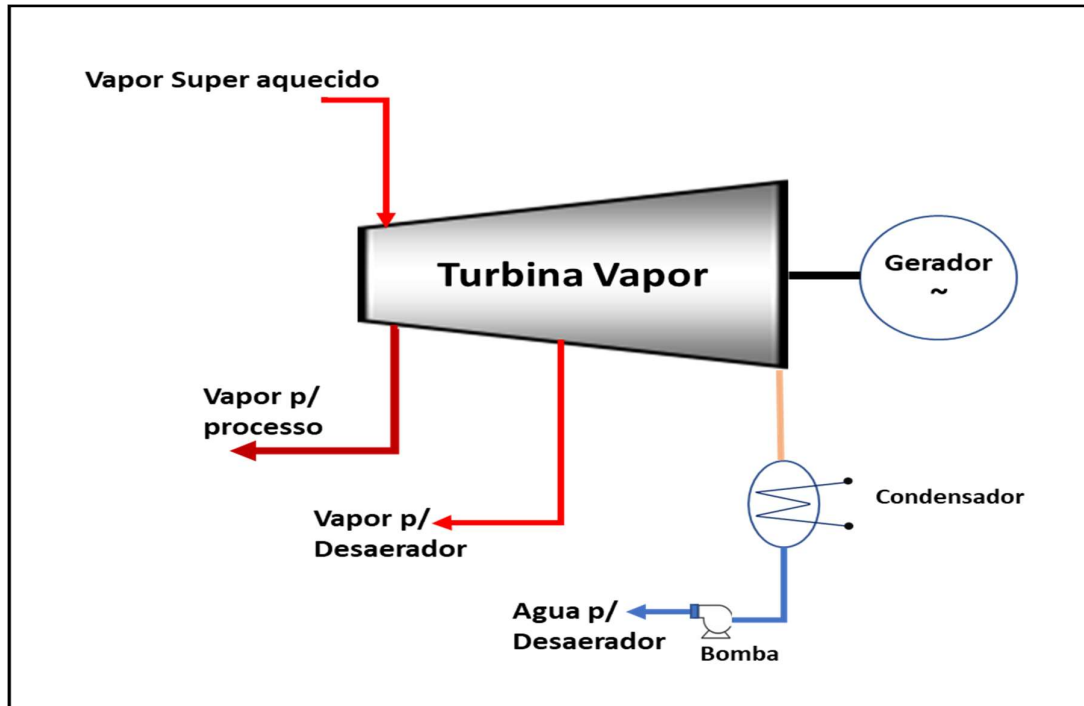
- Turbinas de baixa pressão: 0,12 a 0,2 MPa (1,2 a 2,0 bar)
- Turbinas de média pressão: até 4 MPa (40 bar)
- Turbinas de alta pressão: acima de 4 MPa (40 bar)
- Turbinas de altíssima pressão: 17 MPa (170 bar) ou superior
- Turbinas supercríticas: 22,5 MPa (225 bar) ou superior.

Neste trabalho será estudada para aplicação no sistema de cogeração a Turbina de Ação para acionamento elétrico com exaustão por Condensação com Extrações Reguláveis, de média pressão, conforme a Figura 12. A escolha desta configuração de Turbina se deve aos seguintes fatores:

- Retirar energia elétrica, acima do que o calor de processo pode entregar
- Compensação das oscilações de consumo de energia elétrica e vapor.
- Absorver vapor no condensador, se houver redução de consumo pelo processo.

- Retirar quantidades variáveis de vapor sob pressão constante, nos pontos de extração.

Figura 12 - Arranjo básico de Turbina a Condensação com duas Extrações



Fonte: Elaborada pelo autor

3.6 Ciclos Termodinâmicos

Segundo Moran et al. (2018) um ciclo termodinâmico é uma sequência de processos que começa e termina no mesmo estado. No final do ciclo todas as propriedades têm os mesmos valores que tinham no início. Consequentemente, terminado o ciclo, o sistema não experimenta nenhuma variação líquida de estado. Ciclos que se repetem periodicamente exercem papéis proeminentes em muitas áreas de aplicação. Tanto a primeira quanto a segunda lei da termodinâmica têm raízes no estudo dos ciclos, há muitas aplicações práticas importantes envolvendo geração de energia.

Balestieri (2002) cita que os principais ciclos utilizados para configurações de centrais de cogeração são: Ciclo Rankine, Ciclo Brayton, Ciclo Combinado e Ciclo Diesel. Ele ainda acrescenta que somente o ciclo Rankine apresenta regime bottoming, os demais operam somente com regime topping.

A eficiência de um ciclo termodinâmico é definida pela relação entre o trabalho líquido produzido e a energia introduzida através da combustão de combustível. A energia introduzida se refere a soma de todos os combustíveis queimados, assim como o trabalho líquido total é a diferença entre o trabalho realizado em todas as máquinas térmicas presentes menos o trabalho consumido na operação do ciclo.

3.6.1 O Ciclo Rankine

As máquinas térmicas a vapor utilizam a energia fornecida por meio de um processo de combustão e/ou transferência de calor para um determinado fluido de trabalho, as maiores aplicações este fluido é a água para a produção de vapor, o objetivo é converter essa energia em trabalho mecânico ou em calor para utilização em processos dentro da própria instalação do cogeração. O vapor d'água é um dos meios de transporte de energia mais utilizado em indústrias e unidades de geração de eletricidade, sua utilização está presente em plantas termelétricas, usinas nucleares, solares e fortemente na cogeração das fábricas do setor sucroenergético. O ciclo Rankine é o ciclo termodinâmico que melhor representa o processo de geração de energia a partir do vapor d'água. Porém, alguns outros fluidos também podem ser utilizados em aplicações especiais, vários estudos tem mostrado excelentes resultados com a utilização de fluidos orgânicos, formando-se assim o Ciclo Rankine Orgânico (CRO). Um resumo do ciclo Rankine mostra, na sua versão mais simplificada, os quatro equipamentos básicos: bomba hidráulica, caldeira, turbina a vapor e condensador.

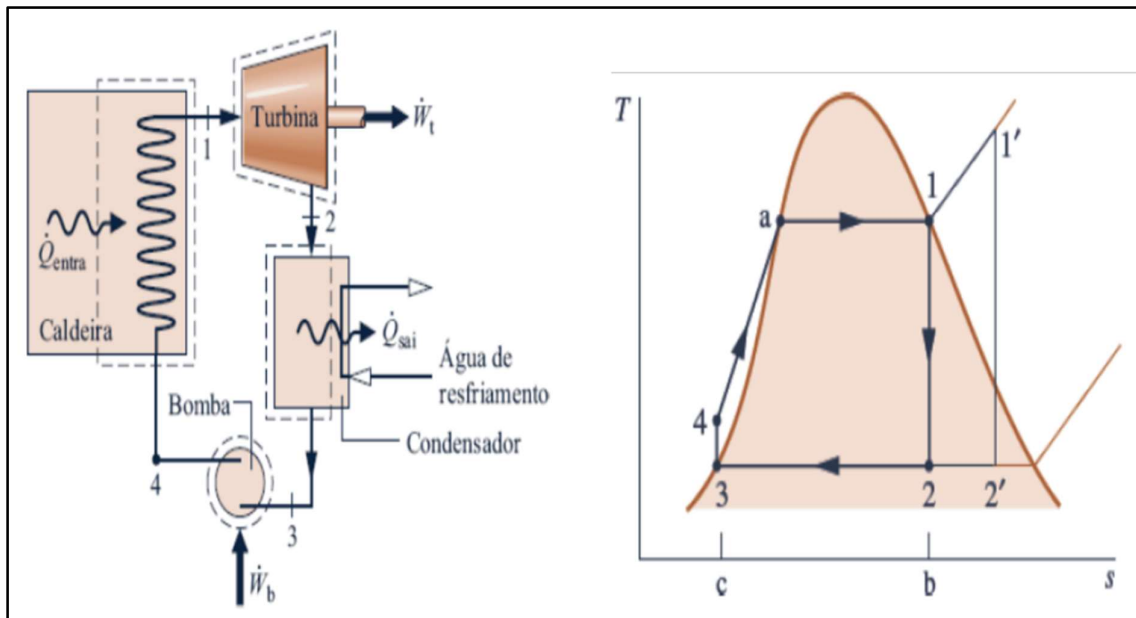
Neste sistema, a energia mecânica é obtida através da turbina por meio da expansão de vapor de alta pressão, gerado em uma caldeira convencional. Ele possui menor rendimento térmico quando comparado ao sistema de uma turbina a gás, porém sua eficiência global é mais alta, Lozano (2014). Silveira (1994) relata que a utilização de turbinas a vapor é a opção tecnológica mais difundida para as instalações industriais. As turbinas a vapor empregadas em cogeração podem ser de extração-condensação e/ou de contrapressão. As turbinas a vapor seguem o ciclo termodinâmico de Rankine. A Figura 13 apresenta uma configuração esquemática do ciclo, bem como o seu diagrama de temperatura em relação a entropia.

E o rendimento desse ciclo será obtido através da razão entre a potência líquida do sistema pela potência gasta na alimentação dele, ou seja, a diferença entre o trabalho produzido pela turbina subtraído do trabalho feito pela bomba dividido pela quantidade de calor aportado na caldeira.

São quatro processos envolvidos neste ciclo, como mostra o diagrama T-S na Figura 13:

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

Figura 13 - Ciclo Rankine e seu diagrama T-S



Fonte: Adaptado de Moran et al. (2018)

Moran et al. (2018) reforça que os mesmos conceitos aplicados nos ciclos de potência termodinâmicos são também aplicáveis ao ciclo de Rankine:

- A primeira lei da termodinâmica requer que o trabalho líquido desenvolvido por um sistema sujeito a um ciclo de potência deve ser igual à energia líquida adicionada por transferência de calor ao sistema.
- A segunda lei da termodinâmica estabelece que a eficiência térmica de um ciclo de potência deverá ser inferior a 100%.

Utilizando os princípios de conservação de massa e energia, juntamente com as idealizações apresentadas anteriormente, obtiveram-se expressões para as transferências de energia que ocorrem em cada processo.

A partir da caldeira no estado 1, o vapor, tendo sua temperatura e pressão elevadas, se expande ao longo da turbina para produzir trabalho, e em seguida é descarregado no condensador no estado 2 com pressão relativamente baixa. O balanço de energia simplificado para um volume de controle no entorno da turbina reduz-se a:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_t + \dot{m}[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)] \quad (5)$$

Pelas condições de simplificação, tem-se para a turbina:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (6)$$

No condensador, o fluido de trabalho troca calor com a água de resfriamento que flui em um circuito separado. Ele condensa e chega à bomba como líquido saturado. O balanço de energia simplificado para um volume de controle que engloba o lado do fluido de trabalho do trocador de calor, fornece em módulo:

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (7)$$

O líquido condensado que deixa o condensador é bombeado do condensador para a caldeira a uma pressão mais elevada. Considerando um volume de controle no entorno da bomba, os balanços de massa e energia simplificados geram em módulo:

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (8)$$

Completa-se um ciclo quando o fluido de trabalho que deixou a bomba é aquecido até a saturação e evapora na caldeira. Considerando-se um volume de controle envolvendo os tubos e tambores da caldeira, o balanço de massa e energia simplificado fornece:

$$\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (9)$$

O trabalho líquido do ciclo de Rankine é definido como a diferença entre o trabalho gerado pela turbina e o trabalho consumido pela bomba:

$$\frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \quad (10)$$

A eficiência térmica mede a quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira sendo convertida em trabalho líquido de saída. Dessa forma, utilizando-se

as grandezas e expressões já determinadas, a eficiência térmica do ciclo de Rankine pode ser definida como:

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}}} = \frac{\frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (11)$$

3.7 Mercado de Comercialização de Energia Elétrica no Brasil

A Lei no 10.848/2004, regulamentada pelo Decreto no 5.163/2004 instituiu dois ambientes de contratação de energia elétrica no Brasil: o Ambiente de Contratação Regulado (ACR) e o Ambiente de Contratação Livre (ACL), doravante denominado “Mercado Livre”, este mercado é o foco deste estudo para venda da energia excedente gerada na cogeração proposta. Resumidamente os ambientes têm funções diferentes, porém interligadas:

No Ambiente de Contratação Regulada (ACR) também denominado de Mercado Cativo, não há liberdade de escolha em relação à empresa geradora e à fonte de energia, o consumidor utiliza a energia adquirida em leilões pela sua distribuidora local. Não há negociação prévia. O consumidor paga uma fatura à concessionária local referente à energia consumida, cujo valor das tarifas mensais é regulado pela Aneel (Agência Nacional de Energia Elétrica) e acompanha as bandeiras tarifárias vigentes (verde, amarela e vermelha).

No Ambiente de Contratação Livre (ACL) existe a possibilidade de livre negociação entre geradores, comercializadores e consumidores livres e especiais, que podem atuar nas frentes de compra e venda, excluindo os consumidores que não podem vender energia elétrica e sim ceder os seus montantes a outro consumidor ou comercializador. Os contratos são livremente negociados no preço, montante e prazo de suprimento. No Mercado Livre de Energia, o consumidor pode negociar diretamente com as empresas geradoras e comercializadoras de energia contratos com as melhores condições para o seu negócio, respeitando a regulamentação do setor. A negociação acontece por meio de contratos comerciais bilaterais, com condições acordadas previamente, como: volume e suas flexibilidades, preço, data de pagamento, fonte de energia incentivada ou convencional, garantia financeira do contrato e prazo de contratações.

A CCEE (Câmara de Comercialização de Energia Elétrica) foi criada para gerenciar o mercado livre de energia, tendo como principais atividades a gestão dos registros dos contratos do ACL, e a responsabilidade pela contabilização dos montantes de energia elétrica

comercializados e, também, pela liquidação financeira do mercado de curto prazo. Para valorar o montante de energia elétrica liquidado, a CCEE publica semanalmente o Preço de Liquidação das Diferenças (PLD) por patamar de carga, sendo o Custo Marginal de Operação (CMO), publicado pelo operador nacional do sistema elétrico (ONS), a base para esse cálculo. Por definição, o CMO representa o custo variável do recurso geração mais caro despachado, caso esse ainda tenha disponibilidade para suprir o próximo incremento de carga.

Um detalhe interessante e aplicável ao estudo desenvolvido é que na contabilização realizada pela CCEE as unidades fabris de uma mesma empresa podem aproveitar os excedentes entre elas e assim fechar o balanço da empresa, desde que estejam no mesmo sub mercado de energia.

A maioria dos contratos no Mercado Livre possui cláusulas “take-or-pay”, esta cláusula dita as regras no acordo entre o comprador e o vendedor que obrigam o comprador a pagar pelo montante de energia elétrica contratada, independentemente de haver ou não o consumo por parte do vendedor. Esta energia que foi paga e não consumida gera um saldo de excedente na contabilização da Câmara de Comercialização de energia Elétrica (CCEE) que será transferida entre as unidades fechando o balanço da Empresa, ainda assim havendo excedentes, estes serão vendidos aos demais agentes do mercado livre que estiverem com déficit de energia, o preço pago será o valor do PLD no período de geração dos excedentes.

A contratação de energia para suprir o Sistema Elétrico Brasileiro é feita por meio de licitação na modalidade de leilões. À ANEEL executa a regulação das licitações para contratação de energia elétrica e a realização do leilão diretamente ou por intermédio da Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE). Os leilões de energia ocorrem com periodicidade anual visando propiciar a possibilidade, por parte das distribuidoras, de contratação antecipada de energia para o atendimento pleno de sua demanda estimada três a cinco anos à frente. Antes da realização dos leilões, as distribuidoras registam inicialmente a quantidade de energia que necessitam contratar. A aquisição da energia é realizada separadamente conforme o tipo: se termelétrica ou hidrelétrica. O parâmetro estabelecido pelo Ministério de Minas e Energia (MME), fixa uma fração de energia elétrica mínima a ser demandada de fontes termelétrica, com o intuito de diversificar a matriz energética nacional no longo prazo, de tal maneira a atingir os objetivos de diversificação estabelecidos no Plano Decenal de Energia Elétrica. Em cada categoria de geração, são selecionados os projetos com preços menores possíveis para venda futura de energia, mas sempre respeitando o percentual mínimo de energia advinda de fonte termelétrica estabelecido pelo MME.

4 METODOLOGIA

O estudo da recuperação de calor residual em motores de combustão interna, aplicado numa Central Termelétrica será realizado visando criar um sistema de cogeração. Este sistema vai operar em conjunto com a CTE aumentando a eficiência do ciclo de geração de energia. Espera-se a viabilização da CTE como alternativa de energia confiável para manter a planta de fabricação de refratários em funcionamento sem perdas de produção. O estudo, foi desenvolvido nas etapas mencionadas a seguir:

- I. Levantamento de campo dos dados técnicos da planta onde será aplicado o estudo, incluindo demandas de energia elétrica e térmica.
- II. Definir os cenários de operação da cogeração levando em conta as opções de gerar excedentes de energia elétrica para venda ou transferência no mercado livre de energia.
- III. Proposição do ciclo térmico, suas variações e seus equipamentos para a recuperação de calor residual. O foco deste trabalho é a recuperação do calor residual dos motores de combustão interna utilizados para geração de energia elétrica.
- IV. Modelagem do ciclo térmico. A modelagem incluiu os balanços de massa, energia e exergia, será utilizado o software GateCycle para auxílio na modelagem.

As etapas acima mencionadas são comentadas e explicadas em mais detalhes na sequência, os modelos termodinâmicos foram calculados mediante as seguintes premissas:

- O sistema opera em regime permanente; sem considerar os efeitos transitórios
- As perdas de carga nos trocadores de calor e tubulações foram desconsideradas;
- Os gases da exaustão dos MCI comportam-se como gases ideais;
- Para a turbina a vapor e as bombas foi apontada uma eficiência isentrópica;
- Não foi considerada nenhuma transferência de calor entre os equipamentos e o ambiente, sistema isolado e adiabático.

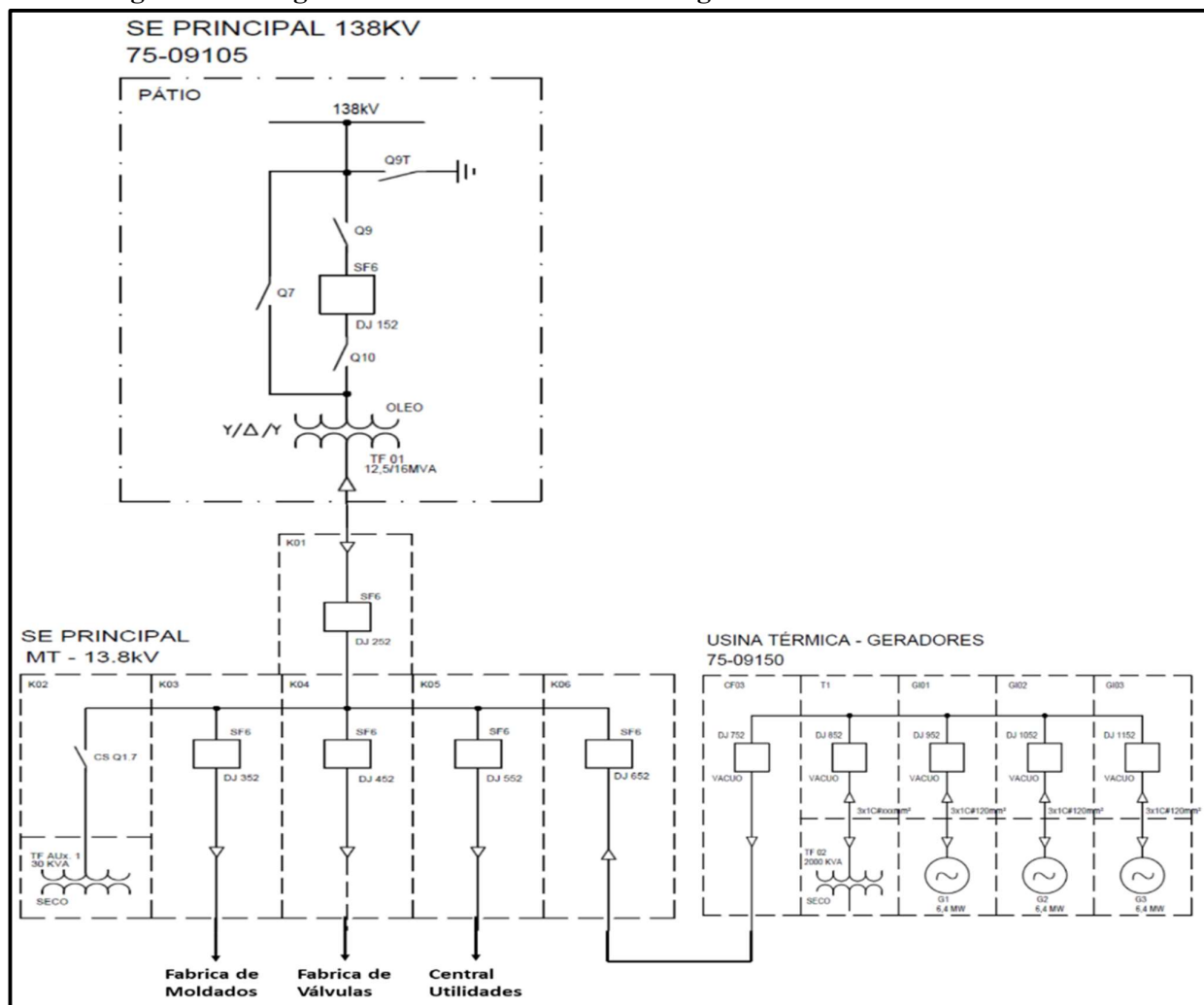
4.1 Levantamento de dados da planta

A planta está conectada na rede de distribuição de energia da concessionária local, o nível de tensão fornecido para alimentação na entrada de energia da subestação principal, é de

138 kV, nesta subestação existe apenas um transformador de 12,5 MVA que rebaixa o nível de tensão para 13,8 kV e envia para outras 11 subestações que rebaixam para baixa tensão e assim alimentam os consumidores.

Não há transformador reserva para alimentação geral da planta, se houver falha no único transformador, a CTE é ligada e os disjuntores do sistema elétrico de distribuição são manobrados energizando a fábrica, esta é uma operação de emergência, pois possui um alto custo de geração e não há equipe dedicada para operação da CTE ininterruptamente durante 24 horas do dia. Na Figura 14 tem-se o diagrama elétrico da planta.

Figura 14 - Diagrama Unifilar Entrada de Energia da Fábrica de Refratários



Fonte: Elaborado pelo autor.

A demanda de energia elétrica informada pela equipe de Utilidades da fábrica deste estudo de caso é de 6,5 MW, é uma demanda firme e estável ao longo do ano. A demanda de

energia térmica é pequena, mas também é firme e estável ao longo do ano. Destaca-se o papel de backup que a CTE desempenha em relação a qualquer problema no transformador principal, porém o seu custo é muito acima da energia contratada da concessionária. A produção é realizada ininterruptamente por 24 horas por dia, durante 7 dias por semana.

A geração de vapor saturado é realizada por uma caldeira de pequeno porte alimentada por gás natural. Na Tabela 4 verifica-se os dados da caldeira flamo tubular, existente:

Tabela 4 - Dados da Caldeira existente na planta

Dado (descrição)	Valor	Unidade
PCI do Combustível – Gás Natural	47.450	kJ/kg
Capacidade Produção de Vapor	1,1	kg/s
Temperatura do Vapor	160	°C
Consumo de GN	0,07	kg/s
Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)	11,7	bar
Pressão de trabalho	7,0	bar

Fonte: Gasmig e Manual Aalborg

A central termelétrica é composta por três moto-geradores, cada qual com um motor a combustão interna alimentado por óleo diesel que aciona um alternador para geração de energia elétrica. Na tabela 5 tem-se os dados dos equipamentos da CTE.

Tabela 5 - Dados dos MCI e Geradores

Dados/Descrição	Valor	Unidade
PCI do Combustível – Óleo Diesel	42.700	kJ/kg
Potência unitária dos MCI (100% carga)	6.632	kW
Rotação do MCI	600	rpm
Potência Ativa Gerador	6400	kW
Tensão do Gerador	13.800	V
Corrente nominal	336	A
Fator de Potência	0,8	-

Fonte: Catálogo da Central Termelétrica

Uma atenção especial deve ser dada aos motores a combustão, pois estes serão a fonte de calor residual a ser aproveitado, portanto, é muito importante conhecer os valores

temperatura da água do sistema de arrefecimento e dos gases de exaustão medidos durante os testes com carga realizados pela fabricante. O Motor de Combustão Interna avaliado é um motor bicombustível, 16 cilindros em V, fabricado pela empresa MAN B&W, modelo KVPMAJMK3, é um MCI com ignição por compressão, de quatro tempos, turboalimentado com resfriadores de ar de carga (Inter cooler), projetado para operar com óleo combustível leve e vários gases. Os motores do tipo 'V' compreendem dois bancos de cilindros, cada banco a 45° da vertical. Atualmente o motor está operando somente com óleo diesel. No teste de carga realizado pelo fabricante os seguintes dados foram coletados com o motor trabalhando em 3 níveis diferentes de carga, rotação fixa em 600 rpm, Tabela 6. O Combustível utilizado no teste de carga foi o óleo diesel com Poder Calorífico Inferior (PCI) de 42.700 kJ/kg.

Tabela 6 - Parâmetros de teste MCI KVPMAJMK3

Parâmetros / Carga%	50%	75%	100%
Potência Elétrica no Gerador (kW)	3200	4800	6400
Torque MCI (kNm)	55,0	82,5	110,0
Consumo Específico (g/bkWh) – S.F.C	213,4	209,7	209,5
Vazão de Combustível kg/s	0,2049	0,3020	0,4024
Boost Pressure B/C (Bar)	0,37	0,78	1,29
Velocidade Turbo (rpm)	7.903	10.644	12.955
Pressão máxima do Cilindro (Bar)	61,3	78,4	94,7
Heat Rate (calculado) kJ/kWh	9.112	8.954	8.946
Gás de exaustão estimado (kg/s)	3,82	5,63	7,5
Temperatura de exaustão (°C), medido	370	410	450
Vazão da água de resfriamento camisas (kg/s)	52,9	52,9	52,9
Temp. saída da água de resfriamento camisas (°C)	70	72	73
Vazão água resfriamento do óleo/Inter coller (kg/s)	62,8	62,8	62,8
Temp. água resfriamento do óleo/Inter coller (°C)	50	51	53
Vazão água resfriamento das Válvulas (kg/s)	5,04	5,04	5,04
Temp. água resfriamento das Válvulas (°C)	90	90	90

Fonte: Catálogo de Testes MAN B&W

4.2 Cenários de Operação

A prioridade do sistema de cogeração é viabilizar a utilização da Central Termelétrica como uma alternativa confiável e de baixo custo para fornecimento de energia elétrica para a fábrica, quando não for possível a utilização da energia da concessionária, seja por falha no fornecimento da concessionária ou por falha interna na instalação da subestação, principalmente no transformador principal, que não possui equipamento de reserva instalado. Portanto, atender a demanda de energia elétrica é o principal objetivo, mesmo que ocorra o desperdício de energia térmica, levando em conta que o consumo de energia térmica é muito baixo.

A Empresa de Refratários é uma consumidora do mercado livre de energia e tem registrado na CCEE duas unidades consumidoras no sub mercado Sudeste, portanto pode haver intercâmbio de excedentes entre essas unidades, sendo uma das unidades a fábrica onde está sendo realizado o estudo para implantação da cogeração. Na Tabela 7, são apresentadas as hipóteses e as possibilidades onde poderia ser vantajoso utilizar a cogeração, mas todos eles precisam ser estudados e avaliados com profundidade.

Tabela 7 - Hipóteses para operação da cogeração

Hipóteses		Vantagem
I)	Quando o PLD é maior do que o custo de geração.	Pode gerar lucro com a venda de energia elétrica no mercado livre
II)	Atender demandas sazonais de maior consumo.	Evita ficar descontratado na contabilização da CCEE.
III)	Falta ou racionamento de energia da concessionária	Manter a segurança e integridade dos equipamentos de tratamento térmico com energia gerada em menor custo.
IV)	Falha no transformador principal	Manter a segurança e integridade dos equipamentos de tratamento térmico com energia gerada em menor custo.
V)	Necessidade de implantação de um backup de energia para a subestação principal.	Evita o custo de investimento em equipamentos e serviços para instalar o sistema de backup de energia.
VI)	Incertezas quanto ao funcionamento da outra unidade da Empresa de Refratários.	Evita custos com contratos de energia com “take-or-pay”. Transfere a energia no balanço das unidades.

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Conforme o descrito acima, o sistema de cogeração será totalmente independente do processo de produção e vai ser utilizado quando os indicadores econômicos forem favoráveis, ou em caso emergencial de uso da termelétrica para garantir a energia na fábrica. O resultado econômico é determinante para decidir o quanto o sistema vai operar, até mesmo a opção de desligar a cogeração, (LORA, 2004 e LOZANO,2014).

A venda de energia pode ser realizada de forma direta ou indireta. Na forma direta é necessário executar alterações no circuito de medição e faturamento, bem como no sistema de proteção elétrica, o cogrador precisa executar ações técnicas e burocráticas para tornar-se um vendedor de energia. A Resolução Normativa ANEEL nº 956/2021 estabelece os Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional (PRODIST) e cita todas as regras técnicas e documentação para se tornar um vendedor de energia interligado ao sistema interligado nacional, (SIN) através de uma geração distribuída. Na forma indireta, é quando o consumidor deixa de utilizar a energia contratada, e esta poderá ser vendida no mercado de curto prazo via contratos bilaterais pelo próprio consumidor ou gerar um excedente de contrato registrado na CCEE, este excedente será vendido na contabilização da CCEE ou até mesmo pode ser utilizado para compor o balanço de outra unidade do mesmo consumidor que por acaso estiver em déficit de energia, em cada possibilidade existem tributações e prazos de recebimento diferentes, obrigando o consumidor a realizar uma análise técnico econômica.

4.3 Proposição do ciclo térmico

Em motores de combustão interna, o reaproveitamento do calor combinado dos gases de exaustão e do fluido de arrefecimento por meio do Ciclo de Rankine possuem diversos casos de sucesso já implantados. Considerando a particularidade da recuperação de calor dissipado em duas fontes térmicas distintas de um MCI (gás de exaustão e fluido de arrefecimento) optou-se pela configuração de utilização em cascata, primeiro utilizou-se o calor do sistema de arrefecimento, em seguida aplicado numa caldeira de recuperação, gerando vapor superaquecido para acionamento de uma turbina. Será adotado o ciclo Rankine convencional, devido as suas propriedades termodinâmicas é o mais indicado para altas temperaturas e a opção mais eficiente para recuperação de gases residuais com temperatura acima de 300 °C.

As quantidades de energia gerada durante a operação do sistema são determinante para definição do ciclo térmico, é necessário prever a cogeração nos possíveis cenários de carga de energia elétrica, assim em cada motor pode operar independente e terá seu calor reaproveitado com a instalação de um sistema recuperador do calor individual em cada motor. A saída de

vapor dos três super aquecedores são conectados a uma turbina a vapor que pode receber uma faixa muito ampla de vazão de vapor superaquecido, haverá quatro opções em relação às quantidades de produção de energia.

Opção 1: Ocorrera a maior produção de energia possível e também a maior geração de excedentes. Os três motores de combustão interna em funcionamento a plena carga, gerando o máximo calor residual para que a turbina a vapor também opere a plena carga. Neste cenário espera-se uma grande geração de excedentes de energia elétrica e energia térmica. Haverá exportação de energia elétrica para o SIN.

Opção 2: Ocorrera uma produção média de energia, ainda com geração de excedentes. Haverá dois motores de combustão interna em funcionamento a plena carga e a turbina a vapor funcionando em carga parcial. Neste cenário espera-se a geração de excedentes de energia elétrica e energia térmica. Haverá exportação de energia elétrica para o SIN.

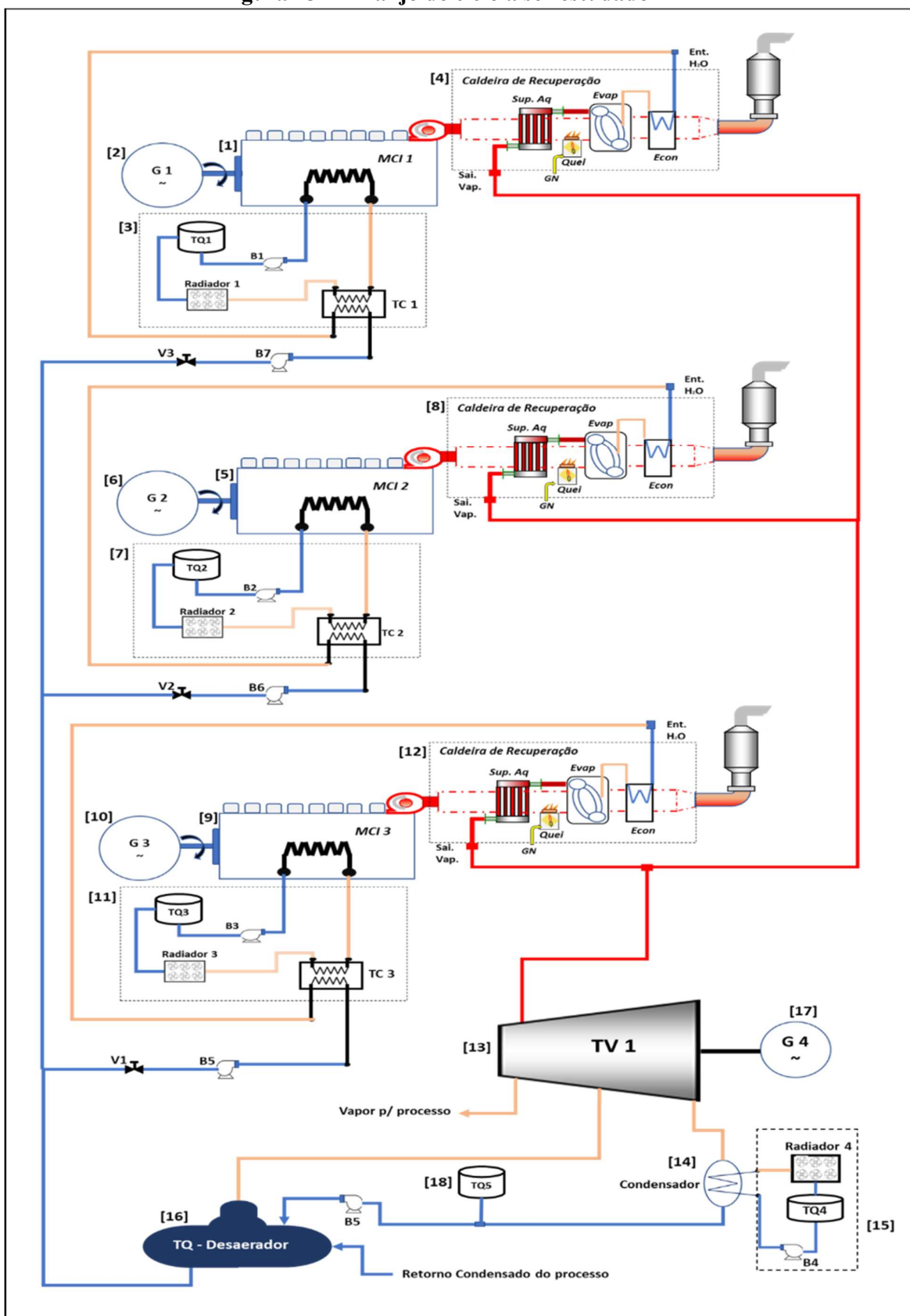
Opção 3: Ocorrera a menor produção de energia, mesmo assim espera-se a produção de excedentes. Haverá apenas um motor de combustão interna em funcionamento a plena carga, a turbina a vapor também funcionando a baixa carga. Neste cenário espera-se a geração de um pequeno excedente de energia elétrica e a manutenção do nível de produção de vapor para o processo. Haverá exportação de energia para o SIN.

Opção 4: Operação em modo de emergência, quando houver uma falta de energia elétrica que afete a fábrica. Neste caso, não haverá a geração de excedentes, toda a energia gerada será utilizada para alimentação da fábrica com eletricidade e vapor. Não haverá exportação de energia elétrica para o SIN.

Nas opções de **1 a 3** acima, a decisão de operação será tomada levando em conta o preço da energia no mercado livre e as demandas de energia das unidades fabris que compõem o registro da empresa na CCEE. A opção **4** é independente de preço de energia e demandas das unidades, será utilizado somente em caso de emergência quando houver falta de energia.

Nas quatro opções estará garantido a geração do vapor para a fábrica. A caldeira atual, será mantida apenas como backup para geração de vapor e não fará parte do sistema de cogeração. O gás natural utilizado na Caldeira será aplicado em um queimador tubular para adição de uma queima suplementar que vai aumentar o fluxo e a temperatura dos gases a montante do evaporador do HRSG, o objetivo é aumentar a geração de vapor no evaporador, Ganapathy (2003). O arranjo básico do sistema é mostrado na Figura 15. Este arranjo será simulado e avaliado, utilizando-se o software GateCycle segundo as opções de operação descritas acima. Serão conhecidos os resultados de geração de energia e dados e dimensões básicas dos equipamentos para estimar os custos da central de cogeração.

Figura 15 - Arranjo de ciclo a ser estudado



Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Onde:

- [1] Motor de Combustão interna MCI 1
- [2] Gerador de energia elétrica 1
- [3] Circuito de arrefecimento do MCI 1, (tanque de água, bomba, trocador de calor, radiador)
- [4] Caldeira de Recuperação do Calor Residual do MCI 1
- [5] Motor de Combustão interna MCI 2
- [6] Gerador de energia elétrica 2
- [7] Circuito de arrefecimento do MCI 2, (tanque de água, bomba, trocador de calor, radiador)
- [8] Caldeira de Recuperação do Calor Residual do MCI 2
- [9] Motor de Combustão interna MCI 3
- [10] Gerador de energia elétrica 3
- [11] Circuito de arrefecimento do MCI 3, (tanque de água, bomba, trocador de calor, radiador)
- [12] Caldeira de Recuperação do Calor Residual do MCI 3
- [13] Turbina a vapor do sistema de cogeração
- [14] Condensador
- [15] Circuito de arrefecimento do condensador
- [16] Tanque desaerador
- [17] Gerador de energia elétrica 4
- [18] Tanque de reposição do sistema (Tanque Make-up)
- B1 a B7 - Bombas centrifugas
- V1 a V3 - Válvulas de controle

O arranjo proposto é formado por 03 ciclos Rankine que compartilham a mesma Turbina a Vapor, Condensador e tanque evaporador, tendo individualmente como fonte de calor residual cada MCI. Em cada MCI temos uma caldeira de recuperação instalada que utiliza como fonte principal de calor os gases de exaustão e também possui uma segunda alimentação de calor proveniente de um queimador tubular.

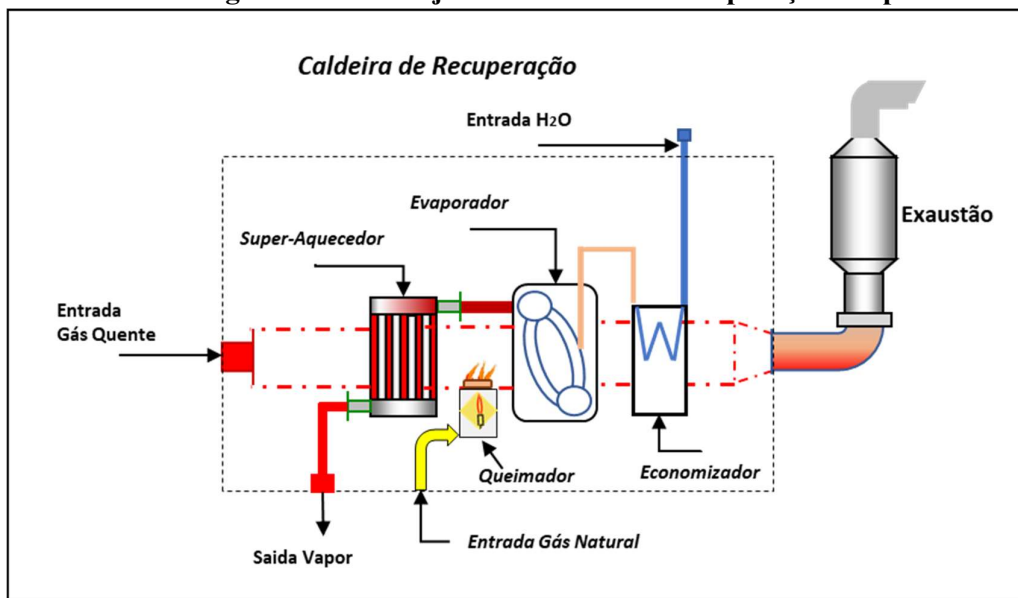
As bombas B5, B6 e B7 fazem circular e aumentam a pressão da água proveniente do tanque desaerador, passando pelos trocadores de calor interligados no circuito de arrefecimento dos MCI, esta água então é aquecida e entra na caldeira de recuperação onde é transformada em vapor superaquecido.

Este vapor alimenta a Turbina que pode receber os fluxos dos três circuitos. Na turbina uma parte do vapor é extraído e fornecido para o processo produtivo, uma pequena quantidade

é injetada no tanque desaerador e o restante é transformador em energia mecânica de giro no eixo que aciona o Gerador 4 que a transforma em energia elétrica.

Na Figura 16, pode-se verificar a composição da caldeira de recuperação de calor residual e a injeção de calor adicional através da queima suplementar para maior geração de vapor.

Figura 16 – Arranjo da Caldeira de Recuperação Proposta



Fonte: elaborado pelo autor

Tem-se dois fluxos a serem analisados, um de gases quentes provenientes do motor de combustão interna e outro de água que foi transformada em vapor. Os gases de escape do motor são inseridos primeiramente no Super aquecedor e logo após é somado aos gases acrescentados pelo queimador tubular e inseridos no Evaporador, logo após passando no Economizador e finalmente descarregando para atmosfera pelo duto de exaustão.

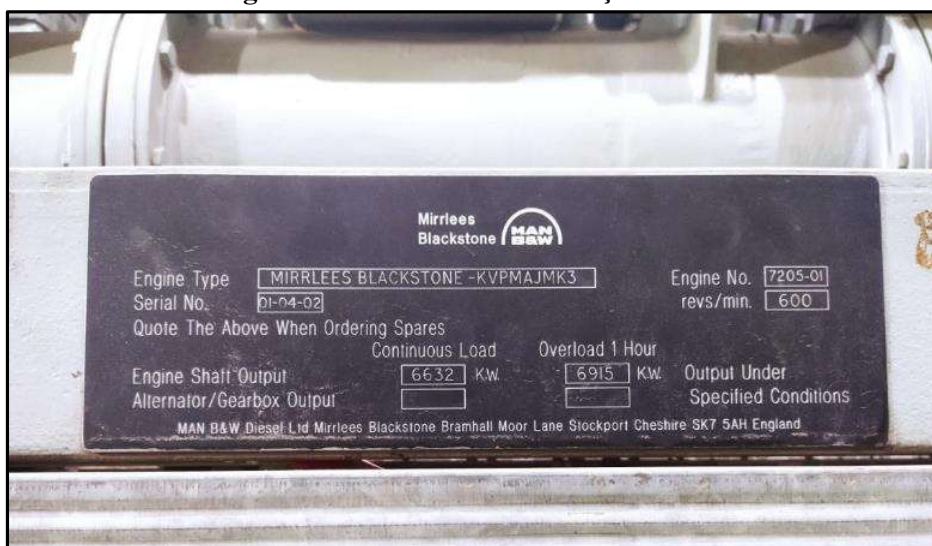
Em sentido contrário tem-se o fluxo de água transformada em vapor. A água aquecida pela troca de calor com o arrefecimento do motor entra no Economizador e aumenta sua temperatura, logo em seguida é transformada em vapor saturado no evaporador, onde a temperatura é mais elevada devido ao acréscimo de calor vindo do queimador tubular, elevando a produção de vapor. O vapor saturado entra no Super aquecedor transformado-se em vapor Super aquecido com alta energia que será aplicada na Turbina a vapor.

Toda a água que retorna no fluxo de condensado do processo e da turbina é adicionada ao tanque desaerador e retornam ao ciclo, as perdas de água são repostas pelo tanque de Make-up.

4.3.1 O Calor Residual no MCI KVP Major MK3

O Motor de Combustão Interna avaliado é fabricado pela empresa MAN B&W, modelo KVPMAJMK3. É um motor bicomustível, turboalimentado de quatro tempos, com dezesseis cilindros em V em dois bancos montados a 45° da vertical. A potência mecânica nominal no eixo de saída é de 6632 kWm (Figura 17). Atualmente o motor opera utilizando como combustível somente o óleo diesel.

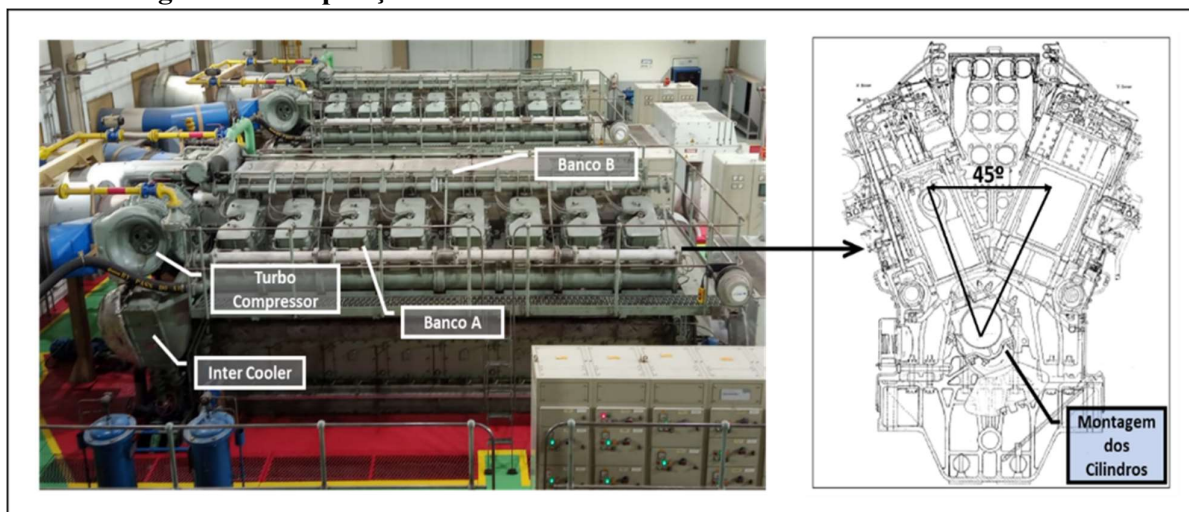
Figura 17 - Placa de identificação do MCI



Fonte: Elaborada pelo autor

Os dezesseis cilindros do MCI estão divididos em dois bancos, banco do lado A e banco do lado B, as alimentações de ar e combustível são realizadas individualmente por banco (Figura 18). A alimentação de ar de combustão é feita por dois turbo compressores, cada um alimentando o seu respectivo banco de cilindros. O ar extraído da atmosfera é pressurizado por um turbocompressor, resfriado no inter cooler e fornecido às válvulas de entrada de ar.

Para injeção de óleo diesel existem bombas de combustível e injetores individuais para cada cilindro, estas bombas de combustível são operadas por cames fixos em um eixo acionado por servo motor, cada banco de cilindros tem um servo motor. Um transdutor de potência, montado no painel de controle do gerador, recebe sinais elétricos de corrente e tensão na saída do gerador. Os níveis de sinal variam conforme a carga elétrica no gerador e são processados pelo transdutor para produzir um sinal de corrente, diretamente proporcional à carga do motor. Os níveis de corrente são de 4mA a 20mA e representam os valores de potência de 0 a 6632 kW respectivamente.

Figura 18 - Disposição dos cilindros do MCI KVP MK3

Fonte: Elaborado pelo autor

O motor KVP-MK3 possui como principais fontes de calor residual os seguintes subconjuntos e sistemas:

- I) Trocador de calor das camisas – Reduz a temperatura da água de arrefecimento das camisas do MCI.
- II) Trocador de calor das Válvulas – Reduz a temperatura da água de arrefecimento das gaiolas e sede das válvulas do MCI.
- III) Trocador de calor do Inter cooler – Reduz a temperatura do ar quente comprimido e enviado pelo turbo compressor para o coletor de admissão de ar do MCI.
- IV) Trocador de calor do óleo motor - Reduz a temperatura do óleo lubrificante do motor que ao percorrer os canais de lubrificação do MCI naturalmente aumenta sua temperatura.
- V) Chaminé de exaustão – Passagem dos gases de escape em alta temperatura e volume.

Os circuitos III e IV de arrefecimento do Inter Cooler e do Óleo lubrificante do Motor são respectivamente refrigerados pelo mesmo fluxo de água, denominado de circuito secundário. Um conjunto de radiadores montados em local externo a CTE faz o resfriamento da água dos circuitos de arrefecimento, em cada módulo está instalado um ventilador de grande porte que impulsiona o ar ambiente nas aletas dos radiadores. Todos os sistemas de arrefecimento são equipados com bombas centrífugas, válvulas, trocadores de calor, sensores de temperatura, sensores e indicadores de pressão e vazão, esta instrumentação fica interligada ao painel elétrico de controle e comando do MCI que permitem seu monitoramento contínuo, gerando alerta em caso de falhas e desligando o MCI em caso de falta grave.

4.3.1.1 Sistema de refrigeração das camisas do motor de combustão

A água para resfriar as camisas do motor é circulada por meio de uma bomba centrífuga acionada por um motor elétrico de indução. O fluxo de retorno da água após a saída das camisas do motor é direcionado por uma válvula termostática, enquanto a temperatura da água estiver abaixo de 77 °C a água é desviada e retorna a admissão da bomba, quando a temperatura estiver acima de 77 °C a válvula vai comutar e desviar o fluxo para o radiador onde será resfriada e saindo do radiador será entregue na admissão da bomba fechando o ciclo. Um tanque de make-up repõe as perdas de água do sistema.

4.3.1.2 Sistema de refrigeração das válvulas de escape

O motor está equipado com gaiolas e sedes das válvulas de escape refrigeradas a água. O sistema de arrefecimento para esses componentes é separado do sistema de água da camisa do motor e consiste em um tanque de água, uma bomba centrífuga acionada por motor elétrico de indução, filtro, resfriador, válvula de controle termostática. A água circula impulsionada pela bomba centrífuga passando pelo MCI, e ao retornar do MCI é direcionada por uma válvula termostática, se a temperatura da água estiver abaixo de 90°C a válvula direciona a água diretamente para o reservatório, quando a temperatura é igual o maior do que 90°C a válvula termostática direciona a água via um trocador de calor e logo em seguida retorna ao reservatório. Este sistema é fechado e não possui radiador externo, a redução da temperatura da água deste circuito ocorre no trocador de calor por onde circula a água de um sistema de arrefecimento secundário.

4.3.1.3 Sistema de refrigeração do ar de combustão

O ar de combustão é captado pelo compressor da turbina e ao passar por ela aumenta sua temperatura. Para reduzir a temperatura do ar de admissão e aumentar a quantidade de ar na admissão utilizam-se os resfriadores de ar de carga denominados “Inter coolers”, estes são compostos por trocadores de calor com aletas fixadas em tubos elípticos. O ar comprimido quente fornecido pelo turbocompressor flui através do resfriador sobre os tubos com aletas e o calor é conduzido pela água que flui através dos tubos elípticos. A água de resfriamento que passa pelos tubos elípticos vem da saída da bomba centrífuga do circuito de água secundária que troca calor em radiadores externos a CTE.

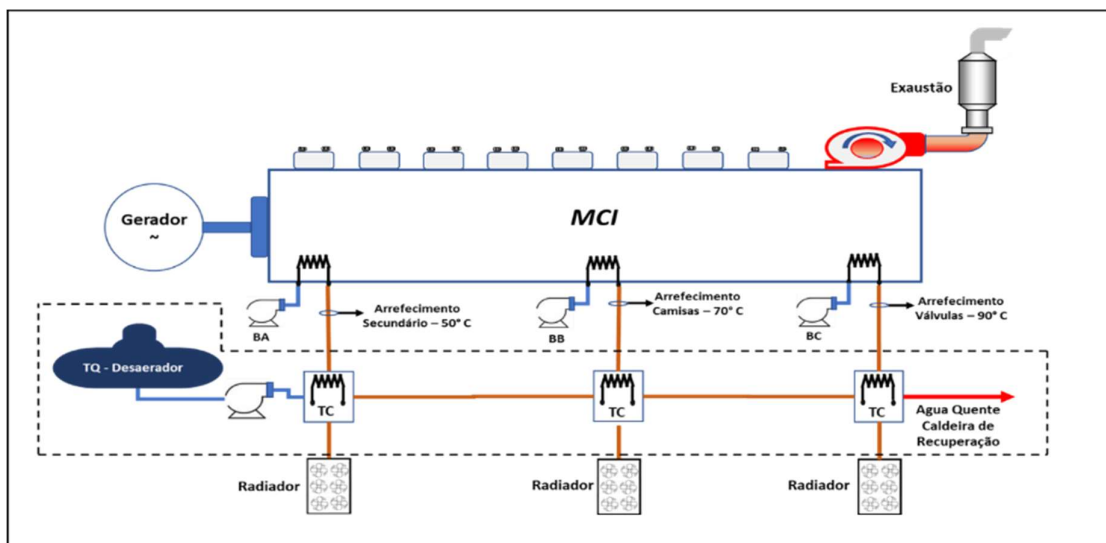
4.3.1.4 Sistema de refrigeração do óleo lubrificante

Passando pela bomba de pressão, o óleo lubrificante flui pelas galerias de lubrificação do motor e ganha calor aumentando a sua temperatura, existe uma válvula termostática por onde a passagem do óleo pode ser alternativamente em dois caminhos distintos conforme a temperatura do lubrificante. A válvula termostática direciona o óleo, se a temperatura estiver abaixo de 60 °C o óleo é enviado aos filtros e sequencialmente ao MCI, se a temperatura estiver acima de 60 °C a válvula comuta sua posição e o óleo é forçado a passar pelo trocador de calor e depois enviado aos filtros, antes de retornar ao motor, onde entra na galeria de óleo integrada à placa de base do motor. A água de resfriamento que passa pelo trocador de calor do motor vem de um segundo circuito de refrigeração que atende também ao arrefecimento dos inter coolers e das válvulas de escape, este circuito é denominado “circuito de água secundária”.

4.3.1.5 Sistema de arrefecimento de água secundário

O sistema secundário de água de arrefecimento é composto por uma bomba acionada por motor elétrico de indução, válvula de controle termostática, radiador e tanque de reposição em sistema fechado. Usando a bomba acionada por motor, a água é bombeada passando pelos trocadores de calor do ar de admissão (inter coolers), trocador de calor das válvulas e trocador de calor do óleo lubrificante do motor. Após retirar calor dos três sistemas a água é enviada para os radiadores, a temperatura média da água de arrefecimento secundário é de 50 °C.

Figura 19 - Interligação para recuperação de calor residual do arrefecimento do MCI



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 19 demonstra-se resumidamente a configuração para melhor aproveitamento do calor residual dos sistemas de arrefecimento. Os equipamentos dentro da área delimitada pelas linhas pontilhadas serão instalados em conjunto com o sistema de cogeração. Os novos trocadores de calor serão dimensionados acatando a premissa de não executar nenhuma alteração no fluxo ou pressão do arrefecimento existente do MCI, evitando qualquer falha no arrefecimento do MCI que possa ser provocada pelos trocadores de calor.

4.3.1.6 Sistema de exaustão

O motor KVP-MK3 não difere dos demais MCI e cerca de 40% da energia proveniente da combustão do combustível de alimentação do motor é rejeitada nos gases de exaustão e dispensados no meio ambiente. As tubulações de escape que canalizam os gases de diferentes cilindros até a turbina no turbocompressor são projetadas e dispostas para reduzir a interferência no escoamento dos gases de escape, a saída é canalizada em um tubo comum que direciona os gases das duas turbinas através de um único silenciador para a chaminé e em seguida descarregados na atmosfera. Na tabela 8 pode-se verificar a especificação básica dos componentes que compõem o sistema de exaustão., sendo a vazão máxima indicada dos gases a soma da vazão máxima de cada turbina a cerca de 18.500 rpm, conforme demonstrado no mapa do Turbocompressor. Na Figura 20 verifica-se o arranjo de montagem dos componentes.

Tabela 8 - Componentes do Sistema de Exaustão

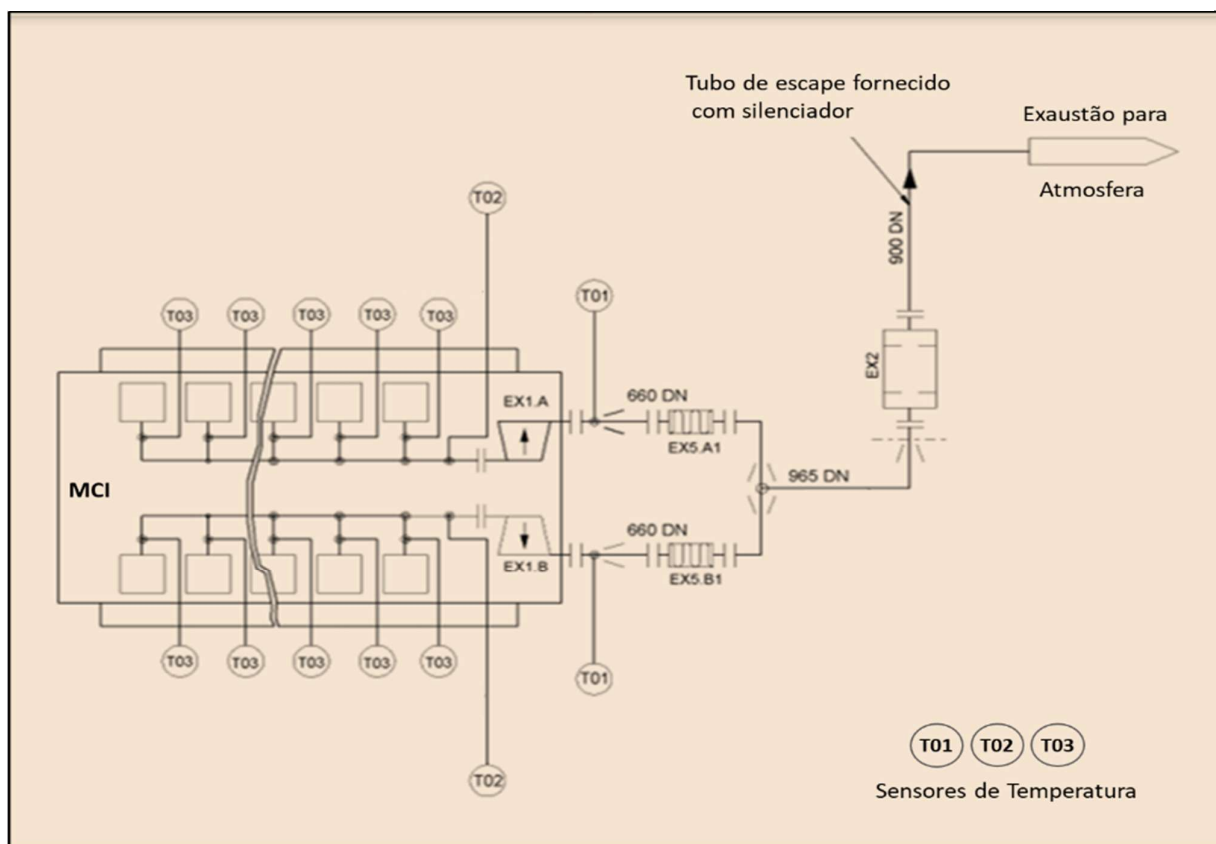
Item	Especificação
EX 1.A EX 1.B	Turbocompressores tipo VTR 401 fabricante ABB, Vazão máxima dos gases de escape 14,74 kg/s. Perda de pressão máxima permitida no sistema 25 mbar.
EX2	Silenciador tipo BSA 35. 35 dBA nominal, perda de pressão máxima 20 mbar, furo 950 mm.
EX5 A.1 EX5 B.1	Juntas flexível tipo Fole, furo 660 mm. Parte nº 74234/7

Fonte: Adaptado do catálogo de Manutenção MAN B&W

Na Figura 20 pode-se verificar a existência de três monitoramentos de temperatura no sistema de exaustão:

- Medição individual de temperatura (T03) na saída dos cilindros.
- Medição por banco de cilindros (T02) na saída dos bancos de cilindros.
- Medição individual nos gases (T01) na saída de cada turbo compressor.

Figura 20 - Sistema de exaustão do MCI



Fonte: Adaptado do catálogo de Manutenção MAN B&W

O catálogo de testes do MCI traz os valores de temperatura e vazão dos gases de exaustão e são apresentados na tabela 6, item 4.1 deste trabalho. Notadamente os gases de exaustão são a maior fonte de calor residual para reaproveitamento no MCI, destacam-se as altas vazões e temperaturas dos gases. Consultando as curvas de vazão em função da velocidade contidas no Mapa do Turbocompressor VTR-401 ABB, conforme destacado na Tabela 9 em seguida, obtiveram-se as vazões nos três patamares de carga testados nos motores a combustão.

Tabela 9 - Vazão e Temperatura dos Gases de Exaustão

N.T.P. Rating	50%	75%	100%
Potência no MCI (kW)	3458	5186	6915
Velocidade Turbo (rpm)	7.903	10.644	12.955
Vazão do Gás de exaustão (kg/s)	3,82	5,63	7,50
Temperatura de exaustão (°C),	370	410	450

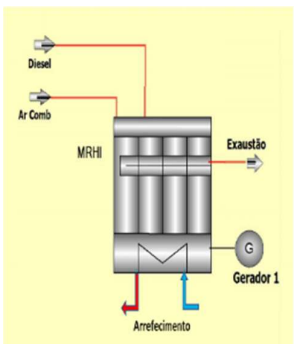
Fonte: Catálogo e Folheto de testes MAN B&W

4.4 Modelagem do Ciclo Termodinâmico

Para modelagem do ciclo termodinâmico será utilizado o software GateCycle. Na modelagem termodinâmica será realizado uma avaliação comparativa entre as opções de montagem e os cenários de operação da central de cogeração proposta, bem como a necessidade de integrá-las energeticamente de modo eficiente, analisando as alternativas de configuração para uma planta de cogeração operando num ciclo Rankine convencional, apontando os resultados de energia gerada, e eficiência em cada uma das quatro opções descritas no item 4.3 deste trabalho. A metodologia de simulação consiste na avaliação dos processos através dos dados de desempenho dos equipamentos, sendo preciso definir as condições de operação e alguns parâmetros de projeto. Para cada um dos equipamentos que compõem o arranjo modelado, realizaram-se os balanços de massa, energia e entropia.

Nas Tabelas 10 a 21 são descritas as equações necessárias para o cálculo dos equipamentos que compõem o ciclo da cogeração, para aplicar as equações é necessário estabelecer um estado de referência, sendo a temperatura de referência (T_{ref}) igual a 25°C (298,15 K), e a pressão de estado padrão (P_{ref}) igual a 1 atm (101,325 KPa), as entalpias de formação dos componentes são zero no estado de referência (TURNS, 2013).

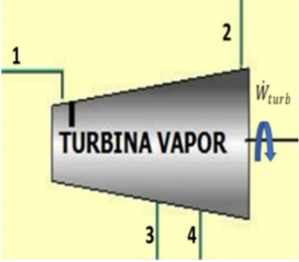
Tabela 10 - Equações de Balanço Energético do MCI

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_{exaustão} = \dot{m}_{diesel} + \dot{m}_{ar}$
	Energia nos gases de exaustão	$Q_{gas} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \times cp_{gas} \times (T_{gas} - T_{ref})$
	Energia do combustível	$Q_{comb} = \dot{m}_{comb} \times PCI$
	Rendimento global	$\eta = E_{eletric} / Q_{comb}$
	Balanço energético total do MCI	$Q_{comb} = Q_{gas} + Q_{Arrefe} + Q_{atri} + Q_{rad} + \dot{W}$

Fonte: Elaborado pelo autor

Fazer o balanço energético do MCI é importante para avaliação do calor residual disponível para aproveitamento no sistema de cogeração proposto, sendo mais relevantes o aproveitamento do calor dos gases de escape Q_{gas} e o calor do circuito de arrefecimento Q_{Arrefe} .

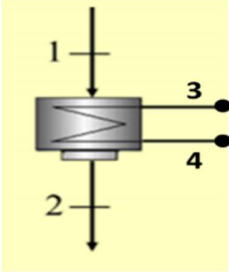
Tabela 11 - Equações de Balanço Energético da Turbina a Vapor

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4$
	Balanço de energia	$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_1 \times h_1 - (\dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_4 \times h_4)$
	Eficiência isentrópica	$\eta_{Turb} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

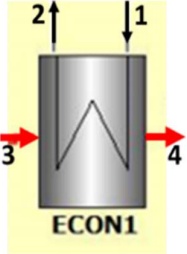
Os fluxos das extrações 3 e 4 da Turbina são para retirada do Vapor para o processo e alimentação de potência do tanque desaerador, segundo o ciclo a ser simulado e estudado, conforme demonstrado na Figura 15.

Tabela 12 - Equações de Balanço Energético no Condensador

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4) = 0$
	Balanço de energia	$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{12} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_{34} \times (h_3 - h_4)$

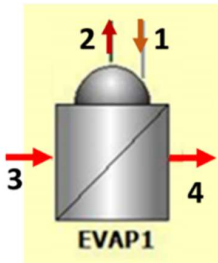
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 13 - Equações de Balanço Energético no Economizador

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4) = 0$
	Balanço de energia	$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{12} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_{34} \times (h_3 - h_4)$

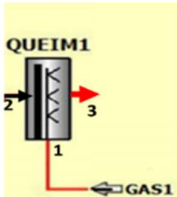
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 14 - Equações de Balanço Energético no Evaporador

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4) = 0$
	Balanço de energia	$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{12} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_{34} \times (h_3 - h_4)$

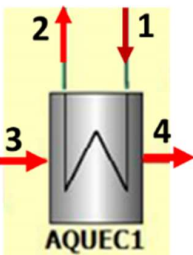
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 15 - Equações de Balanço Energético no Queimador

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ $(\dot{m}_3 - \dot{m}_1 - \dot{m}_2) = 0$
	Balanço de Energia	$Q_{saida} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \times cp_{gas} \times (T_{gas} - T_{ref})$

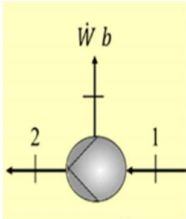
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 16 - Equações para modelagem do Super Aquecedor

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4) = 0$
	Balanço de energia	$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{12} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_{34} \times (h_3 - h_4)$

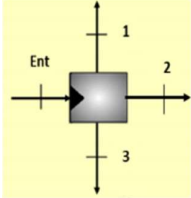
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 17 - Equações para modelagem das Bombas

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$
	Balanço de energia	$\dot{W}_B = \dot{m}_{12} \times (h_2 - h_1)$
	Eficiência Energética	$\eta_e = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$

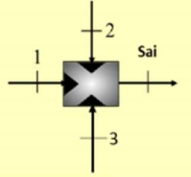
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 18 - Equações para modelagem do Distribuidor

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_{Ent} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3$
	Balanço de energia	$\dot{m}_{Ent} \times h_{Ent} = \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3$

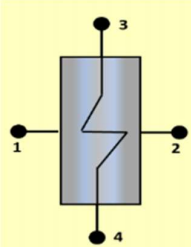
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 19 - Equações para modelagem do Misturador

Ícone	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_{Sai} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3$
	Balanço de energia	$\dot{m}_{Sai} \times h_{Sai} = \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3$

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 20 - Equações para modelagem dos Trocadores de Calor

Ilustração	O que:	Equação
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{34}$
	Balanço de energia	$\dot{m}_{12}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{34}(h_4 - h_3)$
	Eficiência energética	$\eta_e = \frac{\dot{m}_{34}(h_4 - h_3)}{\dot{m}_{12}(h_2 - h_1)}$

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 21 - Equações do ciclo termodinâmico proposto

Tipo de Equação	Equação
Potência Térmica Nominal	$\dot{Q}_{entra} = (\dot{m}_{diesel} \times PCI_{diesel}) + (\dot{m}_{gasNat} \times PCI_{gasNat})$
Calor Processo	$\dot{Q}_{processo} = \dot{m}_{vap\ processo} \times h_{vap\ processo}$
Balanço de Energia	$\dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{processo} = \dot{W}_{ciclo}$
Trabalho Líquido	$\dot{W}_{ciclo} = (\dot{W}_{MCI} + \dot{W}_{TV}) - \dot{W}_b$
Eficiência Energética	$\eta_e = \frac{\dot{W}_{ciclo} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{Q}_{entra}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

circuito de arrefecimento do MCI e também ganhou pressão pela bomba instalada na entrada de água do HRSG.

O vapor superaquecido gerado no HRSG é entregue a Turbina, que fará girar o Gerador acoplado ao seu eixo e consequentemente gerando energia elétrica. O vapor que sai na descarga da turbina e vai para o condensador onde é resfriado e retorna ao início do ciclo como água na entrada do circuito de troca de calor com o arrefecimento representado no ícone SRC2.

Existem duas fontes de entrada e duas fontes de saída de energia. As fontes de entrada de energia são o combustível óleo Diesel que alimenta o MCI (ícone MRHI), e o gás natural na queima suplementar que aumenta a geração de vapor entregue a turbina. As saídas de energia são o Gerador 1 e Gerador 2 que geram eletricidade ao serem acionados pelo MCI e Turbina a vapor, respectivamente.

Os sinais e sentido de fluxo são direcionados conforme a aplicação e componente utilizado no Gate Cycle. O ícone MRHI envia um sinal de demanda a montante para as portas de entrada de ar (Ar Comb) e a porta de entrada de combustível (Diesel), segundo os seguintes dados inseridos: Potência nos terminais do gerador, taxa de calor (Heat Rate), temperatura e vazão dos gases de exaustão. A porta de abastecimento do arrefecimento exige o fluxo apropriado com base no especificado pelo usuário.

O método “Specify Heat Rate” é o mais simples no aplicativo Gate Cycle e será utilizado nas simulações iniciais para avaliação do calor residual nos gases de escape e água de resfriamento do MCI. Para simulação do MCI no Gate Cycle, foram utilizados os dados fornecidos no manual de testes do fabricante. Será variada a carga no eixo do MCI e coletadas as informações e resultados que serviram para avaliar o desempenho do motor a combustão. Os dados de referência geral e meio ambiente são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 - Dados de referência para simulação do ciclo

Insumo	Pressão	Temperatura	Específicos
Ar ambiente	101,32 kPa	25 °C	Umidade absoluta média anual 60,0%
Ar de combustão	140,0 kPa	40 °C	21% O; 78% N; 1% Ar; 0,03% CO ₂
Água de Arrefecimento válvulas	200,0 kPa	90 °C	Vazão mássica 5,04 kg/s
Água Arrefecimento camisas	290,0 kPa	70 °C	Vazão mássica 52,9 kg/s
Água Arrefecimento Óleo/Inter	190,0 kPa	50 °C	Vazão mássica 62,9 kg/s
Gases de Exaustão	101,5 kPa	370 a 450 °C	Vazão máxima de 7,5 kg/s
Óleo diesel	20700,0 kPa	25 °C	PCI 42700 kJ/kg
Gás Natural	200 kPa	25 °C	PCI 47450 kJ/kg

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os equipamentos foram configurados individualmente para um cenário de potência nominal do MCI, conforme a Tabela 23. Existe uma interdependência entre equipamentos devido ao balanço de massa e energia que são trocados como, por exemplo, a produção de vapor no EVAP limita o fluxo de massa nos equipamentos que compõem o HRSG.

Tabela 23 - Configuração dos parâmetros de simulação do ciclo Rankine com um MCI.

Grupo	Equipamento	Parâmetros	Valores
Motor a Combustão	MRHI	Taxa de Calor (Net Heat Rate) em kJ/kW-hr	8945,65
		Potência líquida em kW	6.400,00
		Vazão Gases de Exaustão em kg/s	7,5
		Temperatura Gases Exaustão em °C	450
Motor a combustão	Gerador 1	Eficiência do Gerador - %	0,95
		Fator de Potência	0,8
	Bomba	Eficiência Isentrópica - %	0,85
		Vazão nominal, em kg/s	115,289
Arrefecimento do MCI	Bomba	Pressão, em kPa	3700
		Altura nominal, m	1066,81
		Rotação nominal, rpm	3600
Arrefecimento do MCI	Trocador de Calor: OLEOINT	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm²K	0,5454
		Número de passes do trocador de calor	15
		Eficiência desejada, %	0,7
		Fração Perda de Energia; %	1,0
Arrefecimento do MCI	Trocador de Calor: CAMISAS	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm²K	0,5454
		Número de passes do trocador de calor	15
		Eficiência desejada, %	0,7
		Fração Perda de Energia; %	1,0
Arrefecimento do MCI	Trocador de Calor: VALVULAS	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm²K	0,5454
		Número de passes do trocador de calor	15
		Eficiência desejada, %	0,7
		Fração Perda de Energia; %	1,0
Caldeira de Recuperação HRSG	Super Aquecedor: AQUEC	Temperatura de saída do vapor, °C	435,0
		Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm²K	0,0454
		Número de passes do trocador de calor	20

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 23 - Configuração dos parâmetros de simulação do ciclo Rankine com um MCI, continuação.

Grupo	Equipamento	Parâmetros	Valores
Caldeira Recuperação HRSG	Queimador: QUEIM	Eficiência de combustão desejada	0,95
		Vazão de Combustível, kg/s	0,07
		Combustível GN, PCI em kJ/kg	47.450
Caldeira Recuperação HRSG	Evaporador: EVAP	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm ² K	0,0454
		Eficiência desejada, %	0,7
Caldeira Recuperação HRSG	Economizador: ECON	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm ² K	0,0454
		Número de passes do trocador de calor	10
		Eficiência desejada, %	0,7
Turbina a Vapor	TURBINA A VAPOR	Eficiência Isentrópica - %	0,85
		Rotação nominal, rpm	3600
		Pressão de saída, kPa	8,0
Turbina a Vapor	Condensador: COND	Coefficiente global de transferência de calor, kJ/sm ² K	2,85
		Pressão de saída desejada, kPa	8,0
		Número de passes do Condensador	2
Turbina a Vapor	Gerador 2	Eficiência do Gerador - %	0,985
		Fator de Potência	0,85

Fonte: Elaborado pelo autor

Foram apresentados na tabela 23 os dados do MCI e do Gerador 1, estes foram obtidos dos manuais dos equipamentos fornecidos pelo fabricante. Os trocadores de calor que vão retirar o calor residual do sistema de arrefecimento possuem as mesmas características, coeficiente global de transferência de calor, eficiência, número de passes e perdas, em razão das diferentes vazões as áreas desses trocadores deverão ser diferentes. Os equipamentos que compõem a Caldeira de Recuperação HRSG, possuem o mesmo coeficiente global de transferência de calor, a eficiência inserida para o Evaporador e o Economizador na simulação é relativamente baixa (0,7) acarretando equipamentos mais simples e de menor custo. Para o super aquecedor é importante destacar a temperatura desejada do vapor na saída e também o número de passes do trocador. O principal parâmetro da turbina a vapor é a eficiência isentrópica. E para o condensador, considerou-se a pressão máxima abaixo da atmosférica criando vácuo no condensador.

Em especial, a pressão inserida para a bomba é com objetivo de trabalhar com uma turbina de média pressão e com equipamentos de do HSRG mais simples em relação à resistência mecânica.

4.5 Cálculo dos Custos Estimados de Geração de Energia Elétrica

Neste estudo é aplicado a metodologia proposta por Ulrich e Vasudevan (2004) para estimativa de custos dos equipamentos. Para estimar os custos dos equipamentos a metodologia considera parâmetros dos principais equipamentos do ciclo como, por exemplo, a área dos trocadores de calor, a potência da turbina e das bombas. Ulrich e Vasudevan (2004) criaram gráficos que relacionam os parâmetros dos equipamentos e assim são estimados os custos de aquisição, com uso destes gráficos é possível corrigir o valor dos equipamentos em função do material utilizado e da pressão de trabalho.

Durante a simulação do ciclo o software Gatecycle calcula os equipamentos e fornece a área superficial de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor, utilizando e adaptando estes dados no modelo do Engineering Equation Solver (EES) desenvolvido por Junior et.al. (2016), obtém-se grande parte dos custos de CAPEX e OPEX da planta de cogeração proposta no item 4.3 deste estudo.

Para a modelagem econômica da planta de cogeração determinou-se o custo específico da energia elétrica gerada em R\$/kWh. Este custo específico é formado pelos custos de investimento (CAPEX), operação e manutenção (OPEX) e, foi calculado neste estudo, por meio da equação 12, de acordo com Moreira e Arrieta (2019):

$$C_g = C_{inv} \times \left(\frac{FA}{HO} \right) + C_{O\&M} + C_{GN} \quad (12)$$

Onde:

C_g - Custo específico para geração de energia elétrica (R\$/kWh);

C_{inv} - Custo total de investimento (R\$);

FA - Fator de amortização (ano⁻¹);

HO - Número de horas de operação por ano (h/ano);

$C_{O\&M}$ - Custo específico de operação e manutenção da planta de cogeração (R\$/kWh).

C_{GN} - Custo do Gás Natural aplicado somente quando utilizado a queima suplementar (R\$/kWh).

O custo do gás natural é aplicado somente no volume acima do montante de energia gerada com reaproveitamento do calor residual dos MCIs. A tarifa do Gás Natural foi informada pela empresa do estudo de caso, no valor de R\$ 3,68/m³. O gás natural utilizado tem densidade informada pela concessionária de 0,71 kg/m³. O PCI não é informado pela concessionária, apenas o PCS de 9.400 kcal/kg, para simulação foi adotado o valor padrão de PCI indicado pelo Gatecycle de 47.450 kJ/kg. O custo com gás Natural é calculado multiplicando a vazão do gás no queimador tubular pela densidade do gás e pelo valor da tarifa do Gás Natural conforme indicado na equação 13.

$$C_{GN} = \dot{m}_{Gas\ Nat} \times \rho \times Tarifa \quad (13)$$

O fator de amortização FA é utilizado para diluir o custo de investimento ao longo da vida útil da planta de cogeração é dado pela equação 14:

$$FA = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (14)$$

Onde:

i - Taxa de juros a longo prazo (TJLP), conforme Banco Central jan/2023 = 7,37% a.a

n – Vida útil estimada da planta de cogeração, considerado 20 anos.

O número de horas de operação por ano (HO) considerando, será de 8.030 horas, equivalente à entrega de uma disponibilidade física de 92% para a planta de cogeração, valor usual para este tipo de instalação.

O Custo específico de operação e manutenção da planta de cogeração, $C_{O\&M}$ (R\$/kWh), foi estimado de acordo com Moreira e Arrieta (2019) em 0,02 US\$/kWh, convertido em seguida com uma taxa de câmbio do dia 31/12/2022 de 5,22 (R\$/US\$).

O C_{inv} é o custo específico de investimento total, dado em R\$/kW, sendo calculado pelo custo total de instalação dividido pelo trabalho gerado pela planta de cogeração, conforme a equação 15.

$$C_{inv} = \frac{C_{inst}}{\dot{W}_{Ciclo}} \quad (15)$$

O C_{inst} é o custo final de instalação da planta de cogeração, incluindo os custos de equipamentos, custos de contingência, custos de serviços abrangendo também as instalações auxiliares e instalações externas da planta é calculado conforme a equação (16).

$$C_{inst} = \sum_j C_{eq(2004)} \frac{IF_{(2004)}}{IF_{(2023)}} (C_C + C_F)(C_{SD} + C_{AB} + C_{OS}) \quad (16)$$

Onde:

O subscrito 'j' refere-se aos equipamentos do ciclo;

C_{inst} é custo total de instalação referenciado para dezembro de 2022

$C_{eq(2004)}$ é o custo de cada um dos principais equipamentos referenciado a 2004

$IF_{(2004)}$ e $IF_{(2023)}$ são índices de indexação adimensionais para os anos de 2004 e 2023.

C_C custos de contingência.

C_F se refere a comissão do contratante.

C_{SD} se refere a elaboração da planta.

C_{AB} se refere aos edifícios auxiliares.

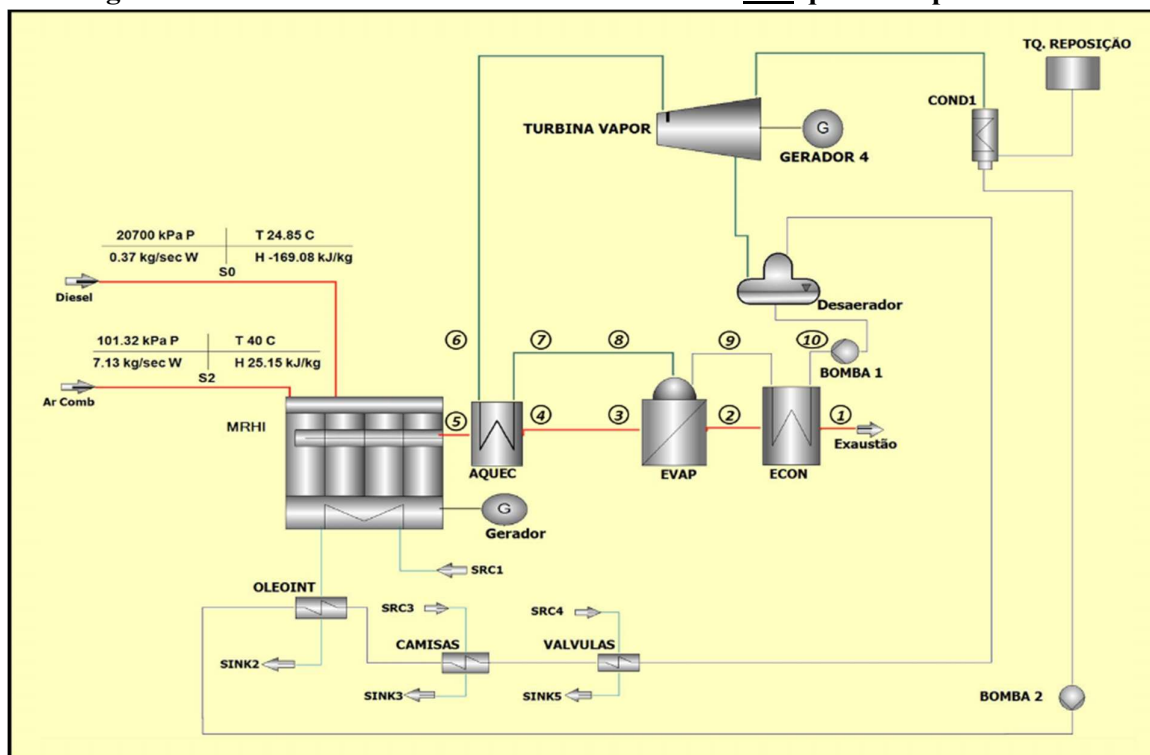
C_{OS} se refere a instalações externas.

O custo $C_{eq(2004)}$ é obtido pela interpolação de curvas de custo elaboradas por Ulrich e Vasudevan (2004) referentes ao ano de 2004. Os índices $IF_{(2004)}$ e $IF_{(2023)}$ no valor de 162 e 100 respectivamente, são obtidos de BOE (2023). A soma dos índices $C_C + C_F$ é igual a 1,18. A soma dos índices $C_{SD} + C_{AB} + C_{OS}$ é igual a 1,3. Todos os custos foram convertidos de dólar americano para a moeda nacional a uma taxa de 5,22 [R\$/US\$] conforme cotação do dólar em 30/12/2022.

Todos os custos relativos à implantação do sistema de cogeração por fim determinam o custo da energia gerada por este sistema. O custo da energia gerada na cogeração é apenas uma parte do custo total da energia gerada na Central Termoelétrica, a maior parte do custo da energia gerada na CTE é o custo com o combustível que alimenta os motores a combustão. Espera-se que com o adicional de energia de baixo custo gerada pela cogeração o custo final da energia gerada na CTE seja reduzido.

Outra opção para avaliar a fonte de calor residual é não utilizar a queima suplementar, sendo utilizado somente os gases provenientes da exaustão do MCI, conforme mostrado na Figura 23.

Figura 23 - Calor Residual do Ciclo com um MCI e sem queima suplementar



Fonte: Elaborado pelo autor

Nas Figuras 22 e 23 os pontos de cálculo de temperatura foram identificados conforme a legenda abaixo.

Fluxo Gases de Exaustão:

- (1) → Saída do Economizador
- (2) → Saída do Evaporador
- (3) → Entrada do Evaporador
- (4) → Saída do Super aquecedor
- (5) → Saída Exaustão do MCI

Fluxo Água/Vapor:

- (6) → Saída do Super aquecedor
- (7) → Entrada do Super aquecedor
- (8) → Saída do Evaporador
- (9) → Entrada do Evaporador
- (10) → Entrada do Economizador

Na tabela 24 tem-se os dados inseridos no software para simulação dos ciclos em duas opções, com e sem queima suplementar. Os valores desejados de eficiência dos equipamentos

foram estimados levando em conta uma possível redução de custo de fabricação ao evitar um sobredimensionamento acarretado por altas eficiências desnecessárias ao ciclo. A eficiência de um trocador de calor depende do material de construção, quanto maior sua eficiência, mais nobres serão os materiais e maiores serão as áreas de transferência de calor utilizados na construção dos equipamentos, acarretando maiores custos.

A temperatura de saída do vapor superaquecido foi definida em 435 °C para limitar a eficiência do super aquecedor em uma faixa de projetos comerciais de 95%. A pressão da bomba foi definida em 3700 kPa com objetivo de manter um circuito de média pressão evitando maiores custos com vedações e resistência mecânica dos equipamentos de geração de vapor.

Tabela 24 - Parâmetros de Simulação do ciclo com um MCI e Turbina a Vapor

Parâmetros	Com Queima Suplementar	Sem Queima Suplementar	Unidade
Potência nos Terminais do Gerador	6400	6400	kW
Temperatura de exaustão do MCI	450	450	°C
Vazão dos gases de exaustão do MCI	7,5	7,5	kg/s
Taxa de Calor líquida (Net Heat Rate) no MCI	8945,65	8945,65	(kJ/kW-hr)
Vazão Água Arref. Óleo/Inter collar - MCI	62,9	62,9	kg/s
Temp. Água Arref. Óleo/Inter collar - MCI	50	50	°C
Vazão Água Arref. Camisas - MCI	52,9	52,9	kg/s
Temp. Água Arref. Camisas - MCI	70	70	°C
Vazão Água Arref. Válvulas - MCI	5,04	5,04	kg/s
Temp. Água Arref. Válvulas - MCI	90	90	°C
Temp. Água calor residual do arref. entrada	25	25	°C
Temp. Desejada Vapor na saída do Super Aquecedor	435	435	°C
Eficiência de Comb.Desejada Queima Suplementar	0,95	-	-
Vazão de Gás Natural no Queimador Suplementar	0,07	-	kg/s
Eficiência desejada do Super aquecedor	0,95	0,95	-
Eficiência desejada do Evaporador	0,9	0,9	-
Eficiência desejada do Economizador	0,7	0,7	-
Eficiência Isentrópica desejada da Bomba Alim. HRSG	0,85	0,85	-
Pressão de saída desejada da Bomba Alim. HRSG	3700	3700	kPa
Vazão de saída desejada da Bomba Alim. HRSG	115,28	115,28	kg/s

Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se verificar os resultados das simulações na Tabela 25, principalmente os valores encontrados nos pontos indicados nas Figuras 22 e 23.

Tabela 25 - Resultados da Simulação de um MCI sem Turbina a Vapor

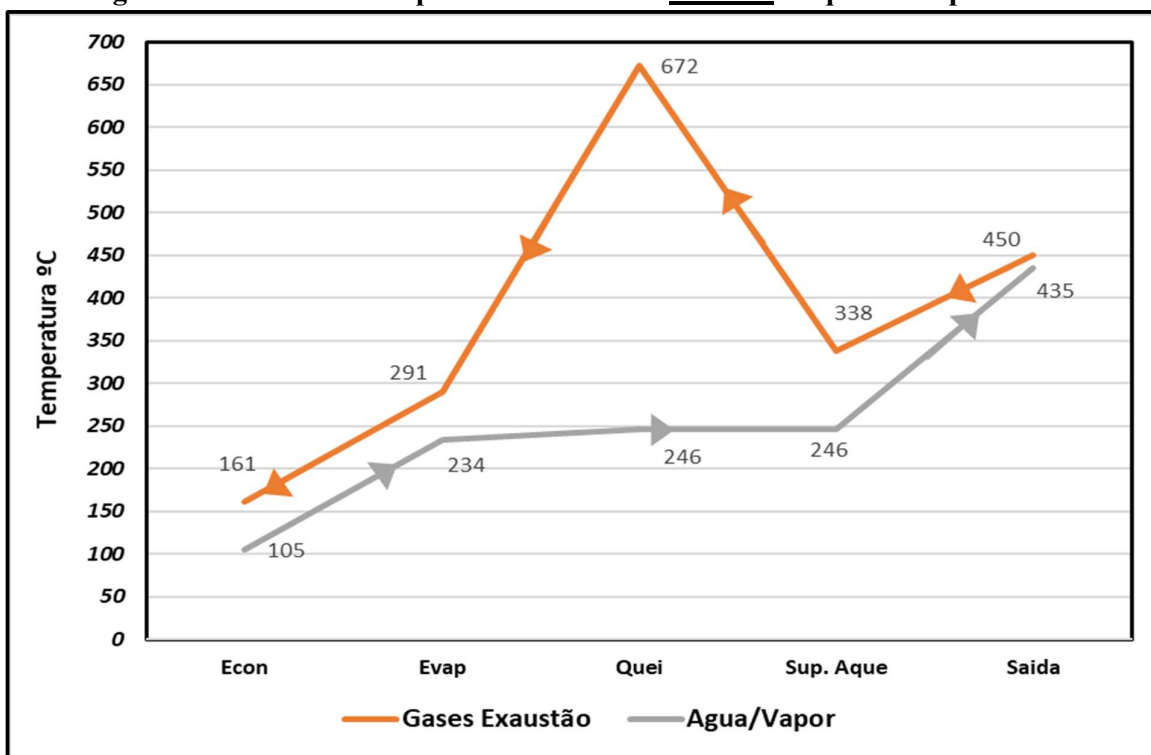
Parâmetros	Com Queima Suplementar	Sem Queima Suplementar	Unidade
Potência nos Terminais do Gerador MCI	6.400	6.400	kW
Vazão de Diesel Alimentação do MCI	0,3724	0,3724	kg/s
Vazão de ar Combustão para o MCI	7,13	7,13	kg/s
Vazão de Gás Natural alimentação do Queimador	0,07	-	kg/s
Temp. Água Entrada do Economizador (10)	105,22	105,22	°C
Temp. da água na saída do Economizador (9)	234,41	217,62	°C
Temp. do vapor na saída do Evaporador (8)	245,75	245,75	°C
Temperatura do Vapor entrada do Super Aquecedor (7)	245,75	245,75	°C
Temperatura do Vapor saída do Super Aquecedor (6)	434,99	434,99	°C
Entalpia Água Entrada do Economizador (10)	443,77	443,77	kJ/kg
Entalpia da água na saída do Economizador (9)	989,3	933,16	kJ/kg
Entalpia do vapor na saída do Evaporador (8)	2.801,46	2.801,46	kJ/kg
Entalpia do Vapor entrada do Super Aquecedor (7)	2.801,46	2.801,46	kJ/kg
Entalpia do Vapor Super Aquecido (6)	3.301,19	3.301,19	kJ/kg
Vazão de Vapor Super Aquecido	1,938	0,678	kg/s
Pressão do Vapor Super Aquecido	3700	3700	kPa
Vazão de Vapor p/ Processo	1,1	0	kg/s
Entalpia de Vapor p/ Processo	2.761,99	0	kJ/kg
Pressão de Vapor p/ Processo	700	0	kPa
Temperatura de Vapor p/ Processo	164,95	0	°C
Potência nos terminais do Gerador da TV	1.156,2	631,14	kW
Temp. dos Gases de Exaustão saída do MCI (5)	450	450	°C
Temp. Gases na Saida do Super Aquecedor (4)	338,05	411,20	°C
Temp. Gases de Exaustão na saída do Queimador (3)	672,25	-	°C
Temp. Gases de Exaustão na saída do Evaporador (2)	290,64	262,62	°C
Temp. Gases de Exaustão na saída do Economizador (1)	161,17	222,71	°C
Entalpia dos Gases de Exaustão saída do MCI (5)	486,25	486,25	kJ/kg
Entalpia Gases na Saida do Super Aquecedor (4)	355,78	440,62	kJ/kg
Entalpia Gases de Exaustão na saída do Queimador (3)	769,49	-	kJ/kg
Entalpia Gases de Exaustão na saída do Evaporador (2)	306,43	270,05	kJ/kg
Entalpia Gases de Exaustão na saída do Economizador (1)	159,68	225,37	kJ/kg

Fonte: Elaborado pelo autor

O GateCycle calculou a vazão de combustível e ar de combustão seguindo uma relação de 19,27 partes de ar para cada parte de óleo diesel, acima da razão estequiométrica calculada de 14,7. Isto é esperado para um MCI, devido à baixa razão de mistura do combustível com o ar, sendo necessário fornecer ar de combustão em excesso para garantir que o combustível seja queimado adequadamente. No queimador tubular foi bloqueada a opção de excesso de ar e não foi selecionado nenhuma fonte de ar de combustão, sendo utilizado o próprio gás de exaustão do MCI usado como comburente.

A produção de vapor é proporcional a temperatura dos gases de exaustão, quando comparamos os modelos com e sem queima suplementar. A vazão de vapor fica limitada na capacidade de produção do evaporador, quanto maior a quantidade de calor absorvido maior será a massa de água transformada em vapor. O aumento de temperatura nos gases quentes que entram no Evaporador, devido à queima suplementar, geram um acréscimo de vapor gerado em 186% na vazão de vapor, em ambos os casos a eficiência do Evaporador foi mantida em 95%. Analisando os gráficos de perfil de temperatura no HRSG nas Figuras 24 e 25 contata-se uma elevação de temperatura dos gases de exaustão de 63% na entrada do evaporador quando utilizado a queima suplementar.

Figura 24 – Perfil de Temperatura do HRSG com uso de queima suplementar



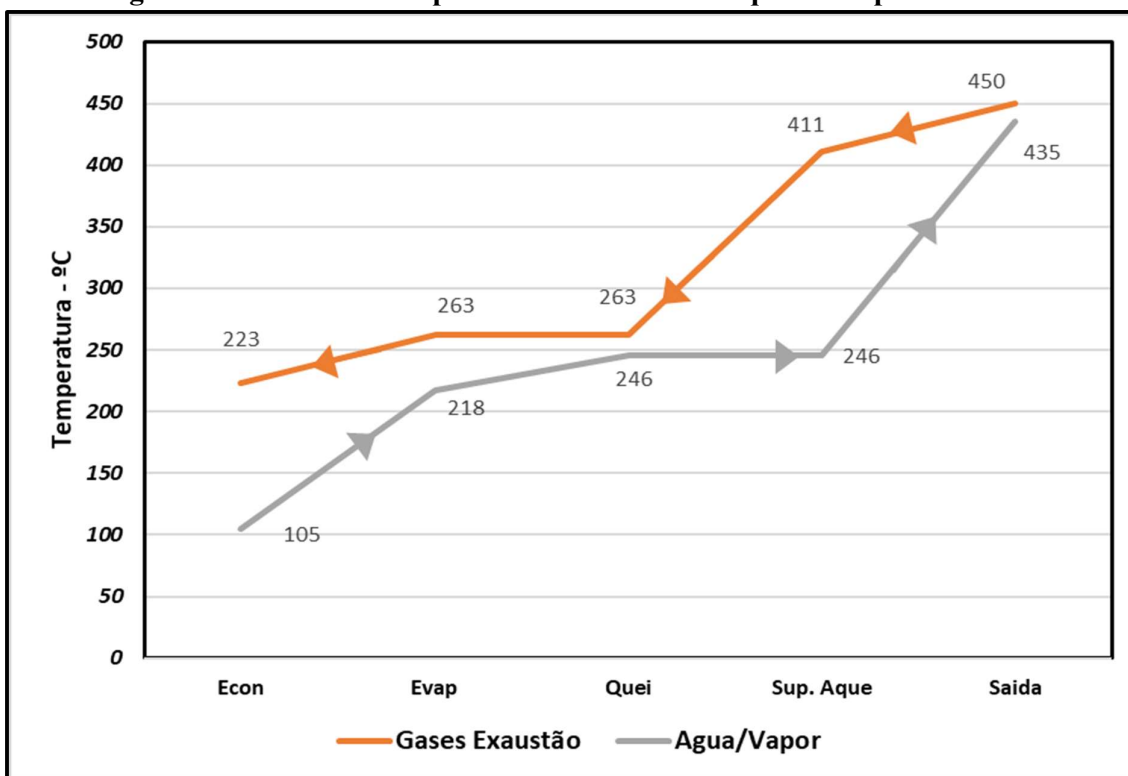
Fonte: Elaborador pelo autor

O aumento da temperatura dos gases de exaustão saindo de 338 °C para 672 °C através da queima suplementar aumenta a entalpia dos gases de exaustão, quando mantida a mesma pressão, obtendo um aumento da quantidade de vapor produzido no evaporador, isto é esperado e confirmado pela aplicação da equação de balanço de energia apresentada na Tabela 14.

A quantidade (1,94 kg/s) de vapor gerado no ciclo com queima suplementar é aplicada na turbina a vapor com extrações reguláveis onde é extraído 1,1 kg/s de vapor para o processo com uma pressão de 700 kPa e temperatura de 164,95 °C o software GateCycle fornece a entalpia desse fluxo de vapor de 2.762 kJ/kg. Aplicando a equação 4 a potência térmica do vapor gerado para aplicação no processo fabril é 3.038 kW.

Aplicando as equações da tabela 21 obtém-se o rendimento líquido do ciclo da cogeração. Somando as potências dos geradores do MCI e da Turbina a Vapor com a potência do vapor de processo obtém-se todo o trabalho líquido do ciclo. Dividindo o trabalho do ciclo pela soma das energias fornecidas pelos fluxos dos combustíveis óleo diesel para o MCI e gás natural para a queima suplementar obtém-se o rendimento líquido do ciclo de cogeração. O rendimento do ciclo de cogeração com queima suplementar é 55,11%, comparado com o rendimento do ciclo somente com o MCI (40,2%) tem-se um aumento de 37,09% no ciclo de cogeração.

Figura 25 – Perfil de Temperatura do HRSG sem queima suplementar

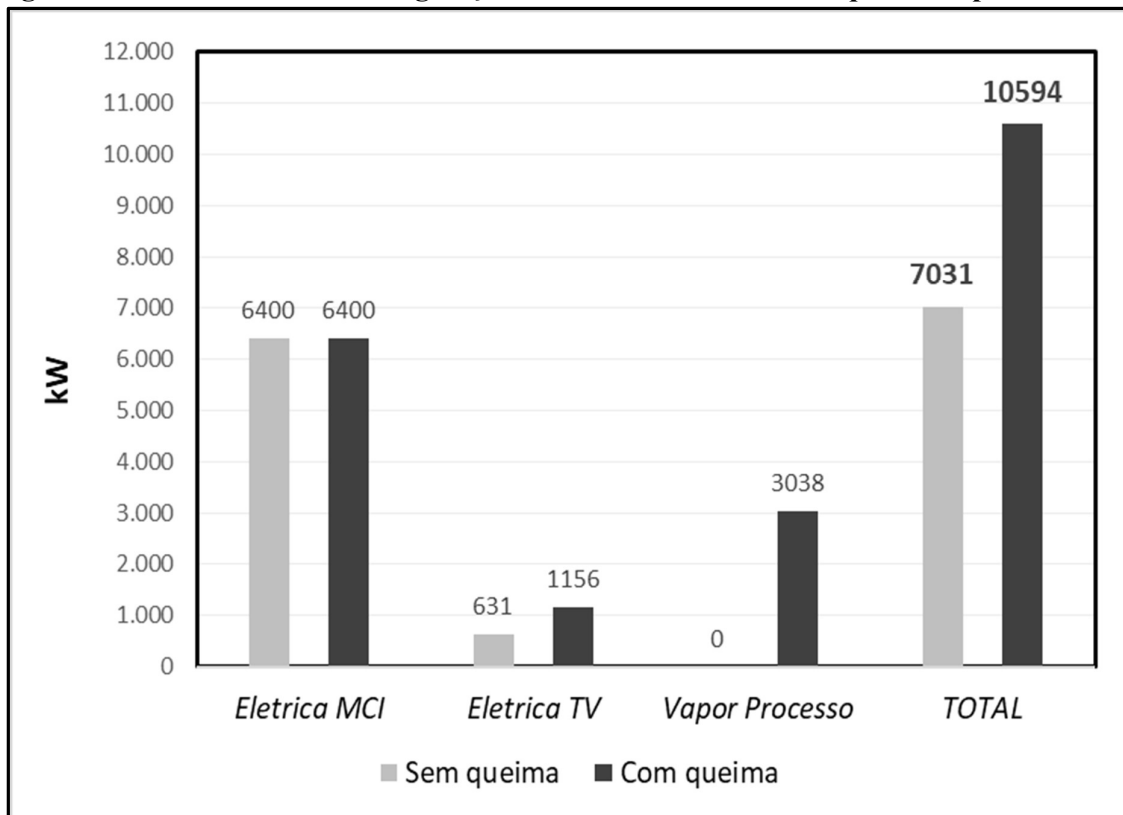


Fonte: Elaborado pelo autor.

O modelo que foi simulado sem a queima suplementar não produz a quantidade de vapor necessária para atender a demanda térmica de calor para o processo, a máxima vazão de vapor atingida é 0,678 kg/s, cerca de 61,6% da demanda necessária de vapor para o processo. Este volume de vapor, ao ser aplicado na turbina a vapor sem utilização da extração de vapor para o processo, é convertido no gerador acoplado na turbina em 631 kW de potência elétrica, levando-se em conta a energia fornecida pelo combustível aplicado no MCI e somando as potências elétricas geradas nos dois geradores do modelo simulado, chega-se ao rendimento líquido do ciclo de 44,2%, que é 9,86% acima do rendimento de 40,2% somente do MCI acionando o gerador na CTE.

A potência elétrica que foi gerada no ciclo sem queima auxiliar e sem geração de vapor, é mostrada na tabela 25, obtêm-se um valor de 631 kW com a carga do MCI de 6.400 kW, ou seja, 9,86%, este valor está dentro da faixa de geração de energia mediante reaproveitamento de calor residual de MCI conseguida em trabalhos similares feitos Kyriakidis (7,13%) e Jinbo (10,83%). Na Figura 26 são apresentados os valores de potência para os ciclos com e sem queima suplementar do ciclo e cogeração utilizando apenas uma MCI.

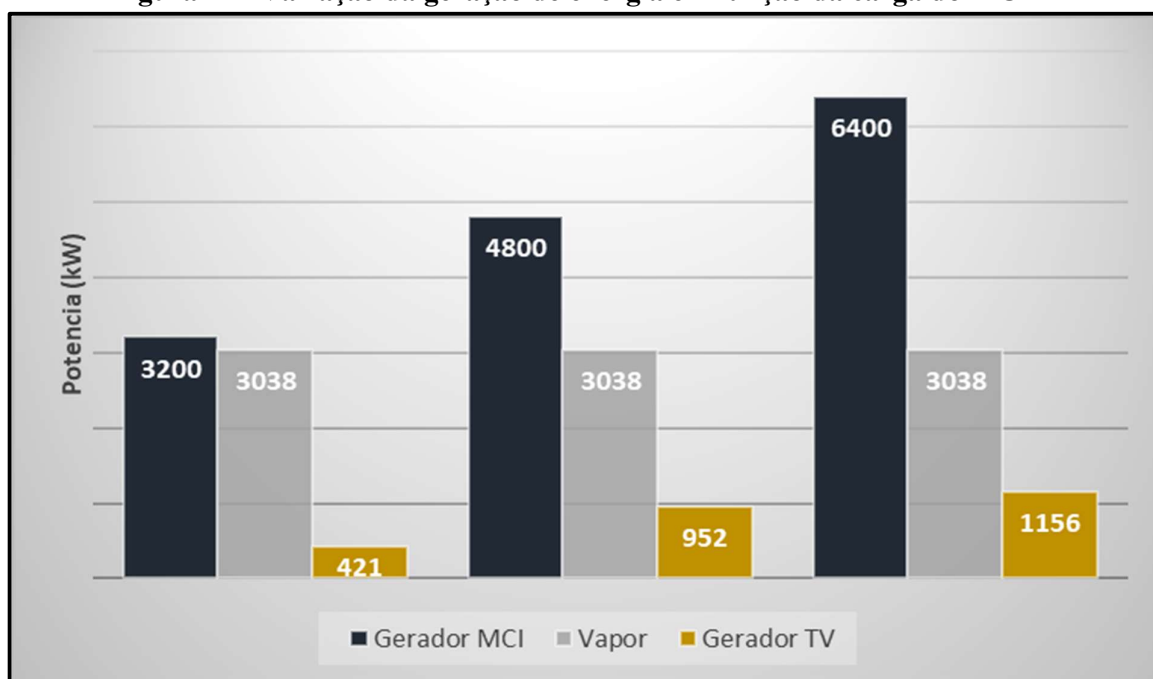
Figura 26 Potência do ciclo de cogeração com um MCI com e sem queima suplementar



Fonte: Elaborado pelo autor.

Mantendo fixo os valores de gás natural para queima suplementar em 0,07 kg/s e o consumo de vapor para o processo em 1,1 kg/s, e variando a carga do MCI, os valores de energia gerada pelo reaproveitamento de calor residual são alterados proporcionalmente conforme mostrado na Figura 27. Notadamente após a extração de vapor para o processo, a energia elétrica gerada aumenta conforme o aumento de carga no motor, o que é esperado quando aplicamos as equações de balanceamento de energia do ciclo. A taxa de crescimento da energia gerada é menor do que a taxa de aumento de carga no motor em função das perdas e rendimento do MCI e dos equipamentos do ciclo de geração do vapor para a turbina.

Figura 27 - Variação da geração de energia em função da carga do MCI



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados na Figura 27 mostram como atender a opção 4 descrita no item 4.3, onde a planta de cogeração deve atender as necessidades de energia elétrica e térmica somente da fábrica sem geração de excedentes de energia para venda. Variando a vazão de gás natural na queima suplementar pode-se controlar a vazão de vapor e consequentemente a potência gerada pelo gerador acoplado na Turbina a vapor.

Para facilitar o sistema de controle, a melhor opção seria individualizar a entrega de eletricidade a fábrica pelo gerador acoplado ao MCI, e a entrega de vapor pela extração da turbina a vapor, utilizando a energia do gerador da turbina a vapor somente no caso de picos de consumo da fábrica.

5.2 O Arranjo Completo com Três MCI e uma Turbina a Vapor

O arranjo completo da planta de cogeração simulada no Gatecycle é realizado com três conjuntos de MCI acionando seus respectivos geradores e interligados em caldeiras de recuperação e geração de vapor (HRSG), conforme demonstrado na Figura 28. Os parâmetros apresentados nas Tabelas 23 e 24 foram programados em cada conjunto MCI e caldeira de recuperação, estes com queima suplementar de 0,07 kg/s de gás natural.

Na turbina a vapor foram utilizadas a terceira e quarta extração de vapor. A terceira extração foi destinada a fornecer vapor saturado para o processo com vazão de 1,1 kg/s, 700 kPa de pressão, a temperatura da terceira extração é de 254 °C muito acima da necessidade do processo de 160 (+10 °C), sendo necessário o uso de um equipamento ATEMPERADOR (ATEMP 1) para redução da temperatura, foi utilizado então parte da água do tanque DESAERADOR para resfriamento do vapor extraído e a temperatura do vapor para o processo foi reduzida para 165° C.

A quarta extração foi utilizada no tanque DESAERADOR, operando com uma pressão de 200 kPa nesta extração, seguindo uma orientação prática e usual indicada pelos fabricantes de tanques. A vazão correspondente calculada pelo software foi 0,214 kg/s de vapor. A saída final de condensação da turbina foi ajustada com uma pressão 8 kPa para criar vácuo no condensador interligado nesta saída.

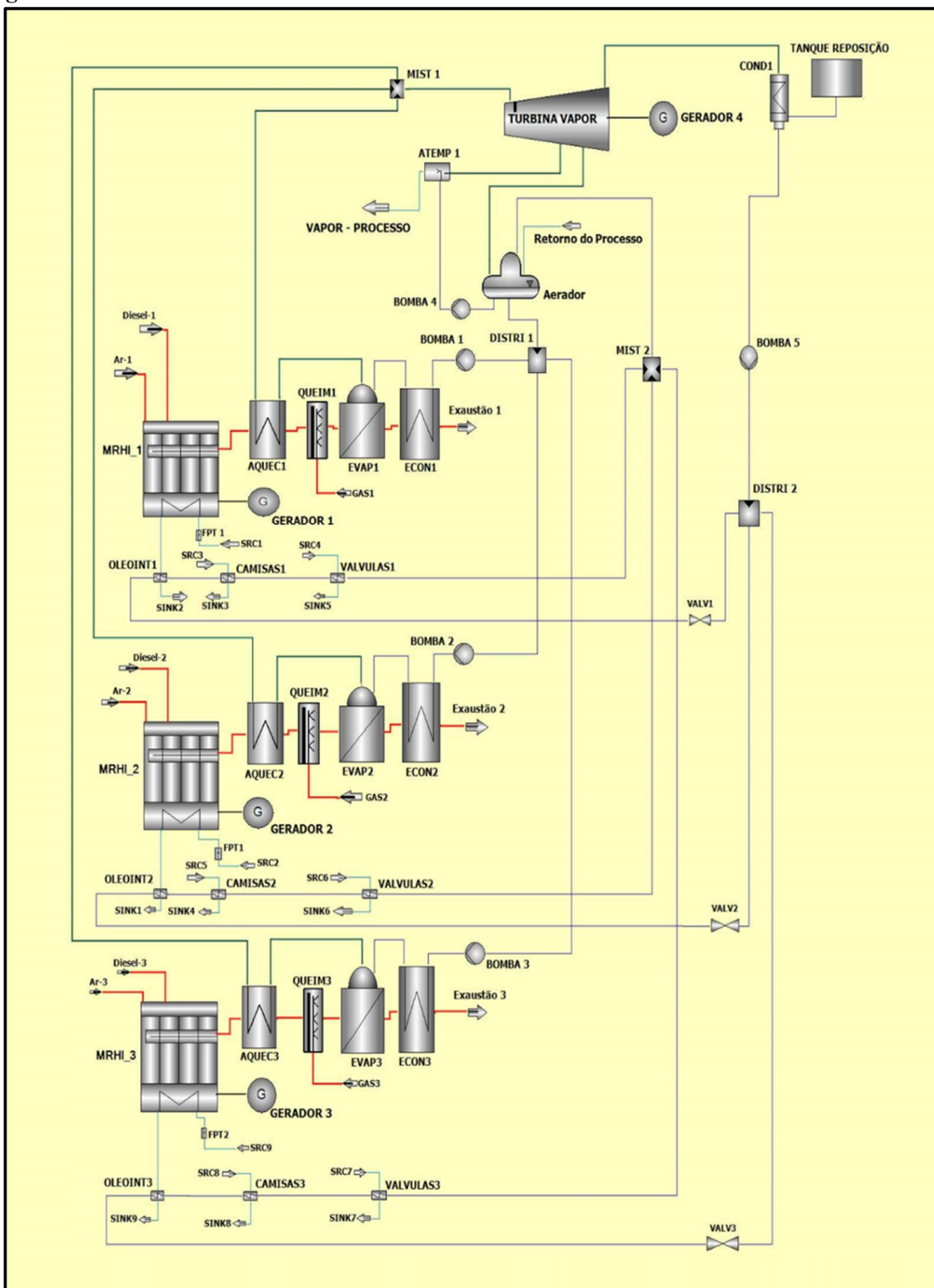
Um tanque de reposição foi adicionado ao ciclo para garantir o balanço de massa durante a simulação. O balanço de massa do ciclo pode ser verificado nos resultados das vazões de entrada e saída do tanque DESAERADOR, conforme mostrado na tabela 26.

Tabela 26 - Balanço de massa do ciclo no tanque DESAERADOR com 3 MCI

Portas do DESAERADOR	Vazão (kg/s)	Origem/Destino
Entrada principal de vapor	0,296	Vem da 4ª Extração da Turbina
Saída auxiliar de água	0,088	Vai alimentar o atemperador
Entrada principal de água	4,508	Vem dos trocadores de calor com o arrefecimento do MCI
Saída principal de água	5,816	Vai alimentar as caldeiras de recuperação
Saída de vapor Vent	0,0	Não utilizada
Entrada auxiliar	1,100	Vem do retorno de condensado de processo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 - Cogeração simulada com 03 conjuntos MCI-gerador e um conjunto TV-gerador.



Fonte: Elaborado pelo autor

A temperatura da água na entrada do ECONOMIZADOR é de 104,8 °C, cerca de 28% acima do modelo simplificado, este aumento de temperatura é resultado da injeção de vapor retirado da quarta extração da turbina a vapor e aplicado no tanque DESAERADOR. Na tabela 27, são apresentados os resultados da simulação com três motores e uma turbina a vapor, os valores foram coletados em três opções de funcionamento escalonado dos Motores a Combustão, em todas as opções existem queima suplementar e geração de 1,1 kg/s de vapor para o processo, o ciclo foi simulado utilizando a potência nominal dos geradores acoplados aos MCI, assim a potência elétrica gerada em cada gerador é de 6400 kW.

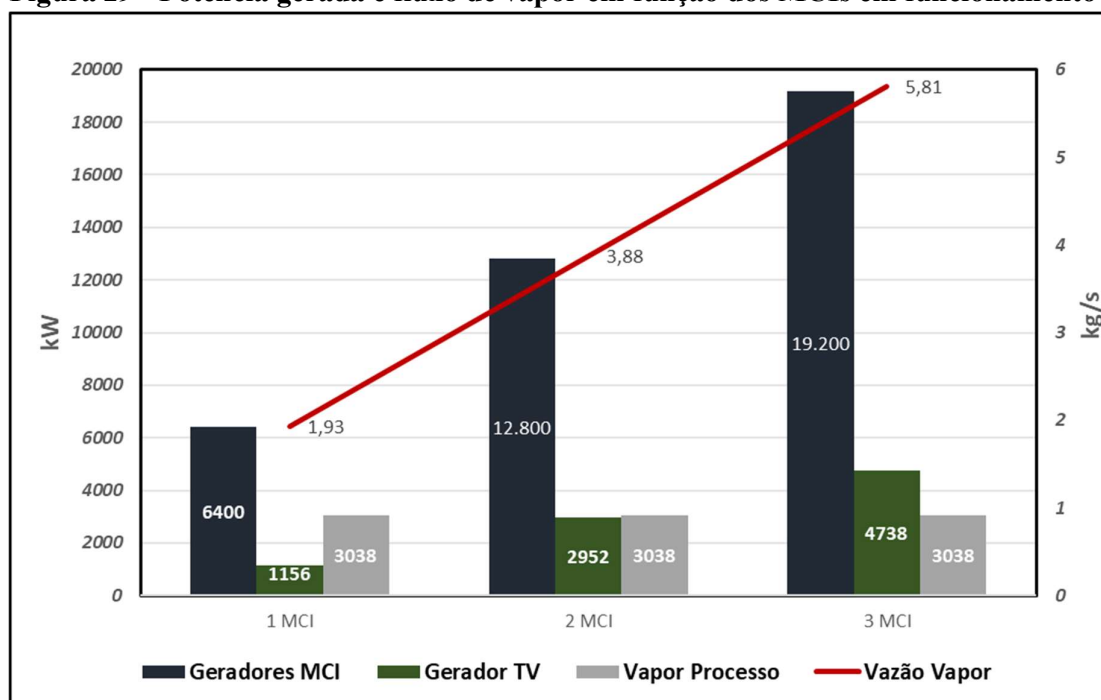
Tabela 27 - Resultados da Cogeração variando a quantidade de MCI

Parâmetros	Com 01 MCI	Com 02 MCI	Com 03 MCI	Unidade
Potência Gerada: Gerador1 + Gerador 2 + Gerador 3	6400	12.800	19.200	kW
Potência Gerada: Gerador 4	1156	2952	4738	kW
Consumo de Diesel dos MCIs	0,37	0,74	1,11	kg/s
Vazão de Gás Natural Queima Suplementar	0,07	0,14	0,21	kg/s
Vazão Água Arrefecimento MCI (saída MIST 2)	0,79	2,67	4,51	kg/s
Temperatura Água Arrefecimento MCI (saída MIST 2)	89,98	87,15	81,98	°C
Temperatura da água saída do DESAERADOR	104,81	104,81	104,81	°C
Temperatura da água na saída do Economizador	234,41	234,21	234,41	°C
Temperatura do vapor na saída do Evaporador	245,75	245,43	245,85	°C
Temperatura do Vapor saída do Super Aquecedor	434,98	435,03	434,98	°C
Temperatura do Vapor Saturado para Processo	164,95	164,95	164,95	°C
Vazão de Vapor para Processo	1,1	1,1	1,1	kg/s
Pressão do Vapor para processo	700	700	700	kPa
Entalpia do Vapor para processo	2761,99	2761,99	2761,99	kJ/kg
Potência do Vapor para processo	3038	3038	3038	kW
Vazão de Vapor Super Aquecido	1,938	3,88	5,81	kg/s
Pressão do Vapor Super Aquecido	3700	3700	3700	kPa
Temperatura dos Gases de Exaustão saída do MCI	450	450	450	°C
Temperatura Gases na Saída do Super Aquecedor	337,93	337,94	338,05	°C
Temperatura Gases na saída do Queimador	672,15	672,19	672,27	°C
Temperatura Gases na saída do Evaporador	290,16	290,35	290,65	°C
Temperatura Gases na saída do Economizador	161,03	161,08	161,18	°C

Fonte: Elaborada pelo autor.

Constata-se na tabela 27 que os valores de temperatura do fluido de trabalho e dos gases de exaustão não variam em relação à quantidade de motores em funcionamento, mas a quantidade de vapor produzido aumenta em 1,93 kg/s a cada MCI ligado em carga nominal. Na Figura 29 são apresentados os valores de potência gerada no ciclo em função da quantidade de motores em funcionamento e também o crescimento da geração de vapor. No apêndice A são apresentados todos os valores de vazão, temperatura e entalpia dos fluxos resultantes das simulações.

Figura 29 - Potência gerada e fluxo de vapor em função dos MCIs em funcionamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Comparando os valores de potência alcançados pela cogeração constata-se que é possível o atendimento as opções de operação descritas no item 4.3 “Proposição do ciclo Térmico” deste trabalho. As opções 1, 2 e 3, são atendidas com o funcionamento escalonado dos MCI e seus respectivos geradores a plena carga com potência de 6.400 kW por unidade geradora. A demanda de vapor para o processo é atendida com 1,1 kg/s, a demanda de eletricidade da fábrica de 6.500 kW é suprida pelos geradores, são adicionalmente gerados excedentes de energia elétrica para venda no mercado livre de energia. Na tabela 28, são apresentados os valores de geração de potência térmica fixa na demanda nominal da fábrica, independentemente da quantidade de MCI em funcionamento, individualmente a potência elétrica nos terminais dos 4 geradores, e os respectivos excedentes de eletricidade.

Tabela 28 - Potências geradas com o funcionamento escalonado de Motores de Combustão Interna e uso da queima suplementar

QTD - MCI ⁽¹⁾	POT-GER- MCI ⁽²⁾	POT-GER-TV ⁽³⁾	POT-VAP-PROC ⁽⁴⁾	POT-EXCED ⁽⁵⁾
1	6.400	1.156	3038	1.056
2	12.800	2.952	3038	9.252
3	19.200	4.738	3038	17.438

Fonte: Elaborado pelo autor.

Notas:

- (1) Quantidade de MCIs em funcionamento com seus respectivos geradores em carga nominal.
- (2) Potência gerada pelos geradores acionados pelos MCIs em kW.
- (3) Potência gerada pelo gerador acionado pela Turbina a vapor em kW.
- (4) Potência térmica do vapor gerado para o processo com vazão de 1,1 kg/s, em kW.
- (5) Potência elétrica excedente disponível para venda em kW.

Operando a planta de cogeração nas seguintes condições:

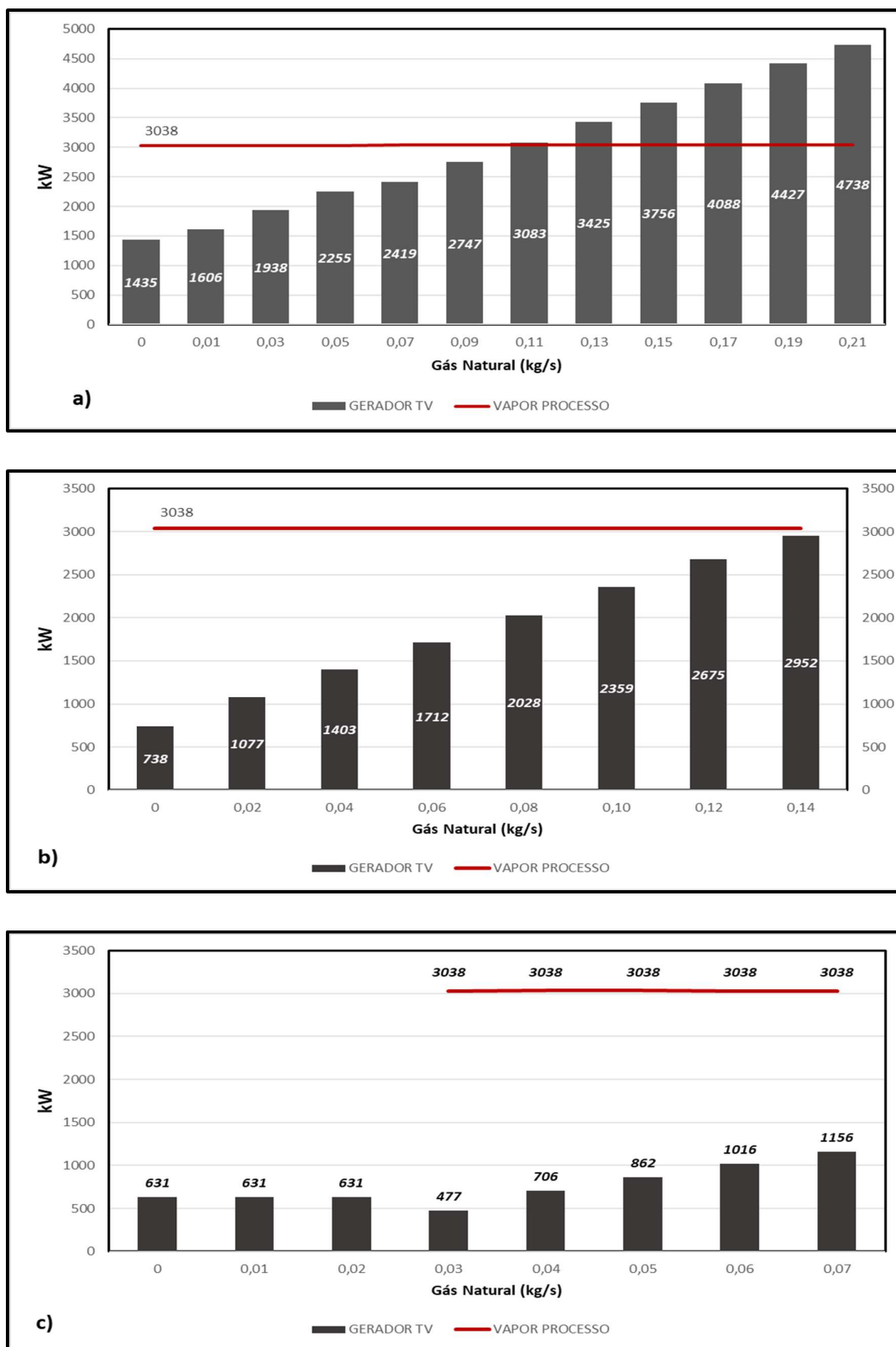
- Variando a quantidade de MCIs funcionando em carga nominal,
- Variação do consumo de gás natural para alimentar a queima suplementar,
- Vazão de vapor para o processo constante conforme a demanda de 1,1 kg/s.

Nestes cenários de operação descritos acima tem-se os resultados apresentados na Figura 30, onde é possível conhecer os valores de incremento da potência elétrica gerada em função da variação do consumo de gás na queima suplementar e do número de motores a combustão interna em funcionamento.

Um caso especial é o valor de geração alcançado no gerador da turbina a vapor com a queima suplementar totalmente desligada e mantendo o reaproveitamento do calor residual dos 03 motores a combustão interna em funcionamento na sua carga nominal, onde foi possível atingir 1435 kW de potência elétrica e o atendimento da necessidade vapor para o processo com valor 3038 kW.

Incrementando a vazão do gás natural gradativamente em 0,02 kg/s até o limite de 0,07 kg/s em cada caldeira de recuperação, totalizando em 0,21 kg/s no ciclo completo com 3 MCIs em carga nominal, a potência do gerador da turbina a vapor atinge 4738 kW mantendo o atendimento de 1,1 kg/s de vapor para o processo, ou seja, a mesma potência de 3038 kW, conforme mostrado na Figura 30 a).

Figura 30 – Potências Elétrica e Térmica geradas na cogeração com variação da vazão do gás natural da queima suplementar, a) com 3 MCI; b) com 2 MCI; c) com 1 MCI.



Fonte: Elaborado pelo autor

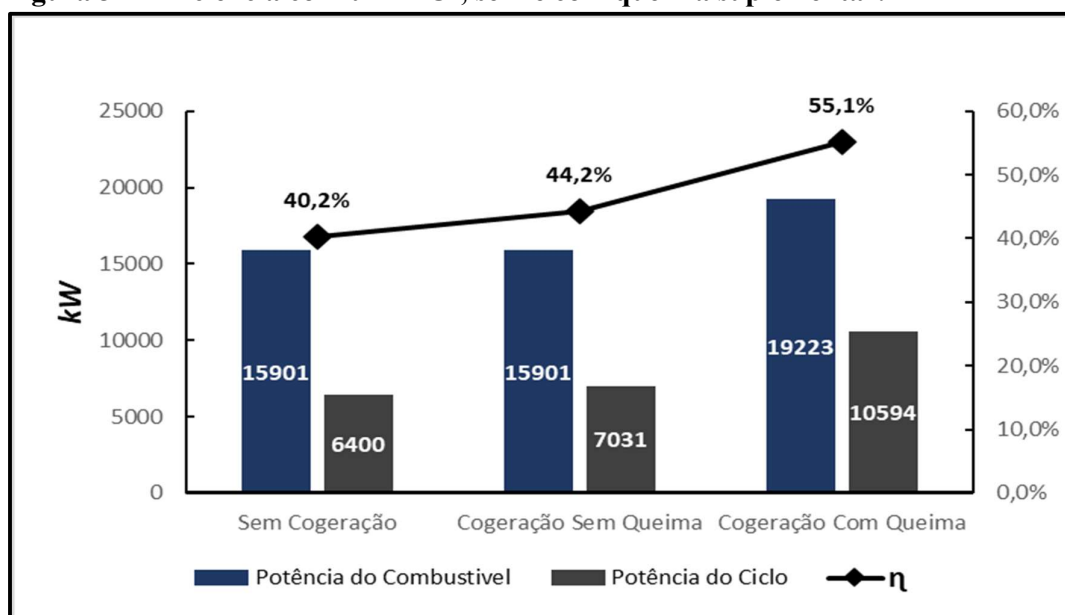
Trabalhando com 02 MCIs em carga nominal e variando a vazão do gás natural gradativamente em 0,02 kg/s até o limite de 0,14 kg/s em duas caldeiras de recuperação, consegue-se atingir a geração de energia elétrica de 2952 kW e térmica de 3038 kW no vapor de processo. Reduzindo a zero a vazão de gás natural e desligando a queima suplementar ainda é possível gerar 738 kW no gerador da turbina a vapor e manter o atendimento ao vapor de processo em 3038 kW, conforme mostrado na Figura 30 b).

Trabalhando com apenas 01 MCI em carga nominal, a vazão do gás natural foi variada gradativamente em 0,01 kg/s até o limite de 0,07 kg/s em uma caldeira de recuperação, conseguiu-se atingir a geração de energia elétrica de 1156 kW e térmica de 3038 kW no vapor de processo. Para vazões de gás natural abaixo de 0,03 kg/s, não é possível atender a demanda nominal do vapor de processo, e toda a geração é de energia elétrica no valor de 631 kW, vazões acima de 0,30 kg/s consegue-se atender a demanda de vapor para o processo e gerar eletricidade conforme mostrado na Figura 30 c).

5.3 Variação da Eficiência dos ciclos simulados

Em cada cenário de operação têm-se diferentes rendimentos elétricos, acarretando variações de eficiência nos ciclos de cogeração, levando em conta a produção de energia elétrica e vapor para o processo.

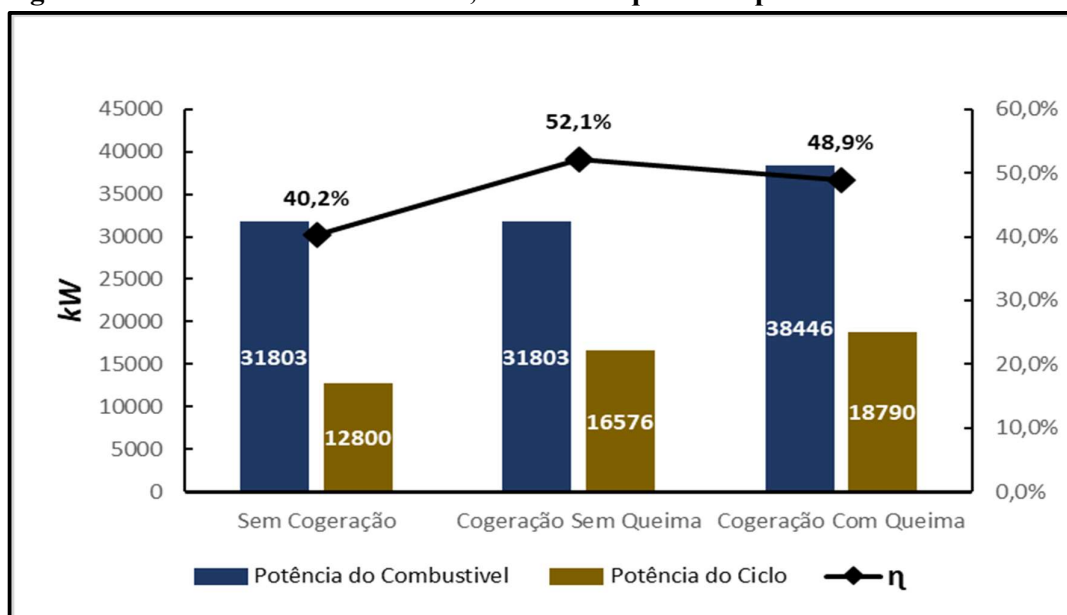
Figura 31 - Eficiência com um MCI, sem e com queima suplementar.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 31 é apresentado a configuração mais simples de ciclo, com um MCI em funcionamento em duas opções de operação, uma sem o uso de queima suplementar e neste caso sem produção de vapor para o processo e outra com o uso de queima suplementar gerando energias elétrica e térmica. Conforme esperado após o estudo dos casos de cogeração considerados na referência técnica deste trabalho, a eficiência do ciclo é maior quando foi implantada a cogeração, elevando-se de 4 a 11 pontos percentuais. Mesmo com maior consumo de combustíveis, no caso, o gás natural utilizado, a eficiência do ciclo alcança 55,1% gerando 10594 kW de potências térmica e elétrica.

Figura 32 - Eficiência com dois MCI, sem e com queima suplementar.

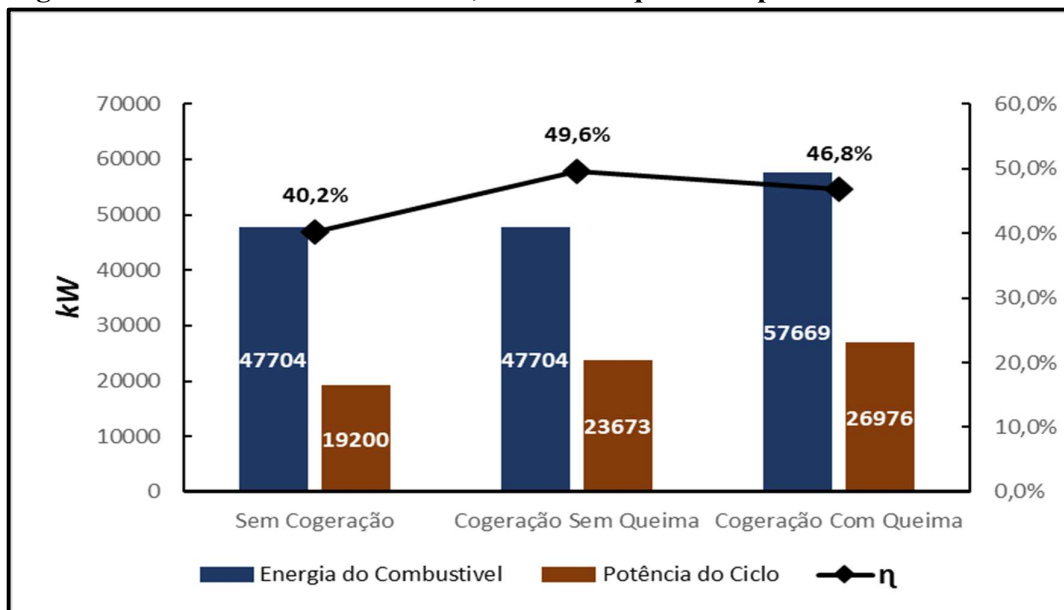


Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 32 é mostrada a maior eficiência do ciclo quando não é utilizada a queima suplementar, pois neste caso com dois MCI em funcionamento é possível reaproveitar o calor residual e atender a demanda térmica de vapor para o processo, e ainda gerar 738 kW de potência elétrica conforme demonstrado na Figura 30 b). Somando a energia elétrica e térmica do ciclo de cogeração, em seguida comparando com a CTE sem uso da cogeração, obteve-se um aumento de potência de 3776 kW, cerca de 30% de potência adicional, sem acréscimo de combustível no ciclo, a eficiência alcançou 52,1%. Após ligar a queima suplementar a potência elétrica produzida no gerador acoplado a turbina a vapor aumentou em 2214 kW atingindo 2952 kW, conforme demonstrado na Figura 30 b), um aumento de 400% em relação à queima suplementar desligada, mas este aumento de potência é causado pela adição de 6643 kW da

combustão de 0,14 kg/s de gás natural, assim a eficiência do ciclo foi reduzida em 3,2% caindo para 48,9%.

Figura 33 - Eficiência com três MCI, sem e com queima suplementar.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 33 são mostradas as eficiências do ciclo para o caso com três MCI em funcionamento, verifica-se um comportamento parecido com o ciclo com dois MCI, sem queima suplementar é possível reaproveitar o calor residual e atender a demanda térmica de vapor para o processo e ainda gerar 1435 kW de potência elétrica conforme demonstrado na Figura 30 a). Somando a energia elétrica e térmica do ciclo de cogeração e comparando com a CTE sem cogeração, foi obtido um aumento de potência de 4473 kW, cerca de 23,3% de potência adicional sem acréscimo de combustível no ciclo, a eficiência alcançou 49,6%. Ao ligar a queima suplementar a potência elétrica produzida no gerador acoplado a turbina a vapor aumentou em 3303 kW atingindo 4738 kW conforme demonstrado na Figura 30 a), um aumento de 230% em relação à queima suplementar desligada, mas este aumento de potência foi causado pela adição de 9964 kW da combustão de 0,21 kg/s de gás natural, assim a eficiência do ciclo foi reduzida em 2,8% caindo para 46,8%.

A redução da eficiência do ciclo a partir do uso da queima suplementar nas operações com 02 e 03 motores a combustão, era esperada conforme as eficiências médias conseguidas em ciclos Rankine convencionais entre 20% e 40%. Isolando as potências geradas nos MCI e o

vapor de processo, a eficiência da queima suplementar com 02 MCI é 33,3% e com 03 MCI é de 33,1%.

5.4 Resultados e análise econômica da planta de cogeração

Após realizado a simulação de funcionamento do ciclo de cogeração com a produção máxima de potências elétricas e térmicas, verificando os resultados obtidos com o software GateCycle foi possível conhecer as áreas de troca de calor e a potência dos principais equipamentos. Estes dados de pré-projeto foram essenciais para estimar os custos de fabricação dos equipamentos. Um fator de alto impacto nos custos de fabricação é o material da construção dos trocadores de calor, foi considerado pelo GateCycle nesta simulação o aço inoxidável em função da eficiência exigida e da resistência a corrosão. Os resultados de pré-projeto dos equipamentos são apresentados na tabela 28.

Tabela 29 - Dados de pré-projeto dos equipamentos da Cogeração

Equipamento	Quantidade	Pressão (kPa)	Area (m²)	Potência (kW)
Economizador	3	3700	138,65	-
Evaporador	3	3700	465,87	-
Super Aquecedor	3	3700	575,4	-
Condensador	1	100	450,18	-
Trocador de Calor Óleo/Inter Coller MCI	3	400	14,28	-
Trocador de Calor Camisas MCI	3	400	14,32	-
Trocador de Calor Válvulas MCI	3	400	16,32	-
Turbina a Vapor	1	3700	-	4838,32
Bomba Alimentação da Caldeira	3	3700	-	8,55
Bomba água para atemperação	1	800	-	0,07
Bomba água de Recirculação	1	400	-	2,09

Fonte: Elaborada pelo autor.

5.4.1 Os custos de implantação da Planta de Cogeração

Utilizando os resultados fornecidos pelo GateCycle em um modelo adaptado no ESS, foram estimados os custos de geração de energia elétrica e de investimento. Aplicando em cada caso as restrições dos cenários de operação.

O modelo adaptado no EES retornou os dados de custo de aquisição dos equipamentos mostrados na tabela 29, os custos indicados foram calculados em US\$ e convertidos em R\$ com uma taxa de 5,22 [R\$/US\$]. No apêndice B os detalhes dos cálculos feitos no EES estão disponíveis.

Tabela 30 - Custos dos Principais Equipamentos do Ciclo com 3 MCI

Equipamentos ⁽¹⁾	Quantidade	Valor unitário	Custo Total
Economizador	3	504.617	1.513.851
Evaporador	3	1.798.000	5.394.000
Super Aquecedor	3	1.332.000	3.996.000
Condensador	1	1.708.000	1.708.000
Trocador Calor Óleo/Inter Coler MCI	3	153.930	461.790
Trocador de Calor Camisas MCI	3	154.378	463.134
Trocador de Calor Válvulas MCI	3	162.619	487.857
Turbina a Vapor	1	1.229.000	1.229.000
Bomba Alimentação da Caldeira	3	338.769	1.016.307
Bomba água Atemperação	1	72.420	72.420
Bomba água de Recirculação	1	206.548	206.548
Tanque desaerador ⁽²⁾	1	165.000	165.000
Queimador Tubular ⁽²⁾	3	72.000	216.000
Custo Total			16.929.907

Fonte: Elaborado pelo autor

Notas:

- (1) O material considerado na construção dos trocadores de calor é o aço inoxidável, o custo da turbina a vapor já considera o gerador de energia acoplado.
- (2) Os custos do tanque desaerador e dos queimadores tubulares, foram obtidos em orçamentos e aquisições recentes de equipamentos similares feitos pela equipe de Utilidades da fábrica.

O custo total com aquisição de equipamentos para aplicação da cogeração com 3 MCI é R\$ 16.929.907 conforme indicado na tabela 29. Para o calcular o custo da planta instalada (C_{inst}), foi aplicada a equação 16 e os índices apresentados no item 4.5 deste trabalho. Sendo a soma dos índices: custos de contingência e comissão igual a 18%. O índice do custo de serviços de instalação é estimado em 30%, resultando no custo total de instalação da planta de cogeração de R\$ 25.970.477,00.

Para uma configuração com aplicação da cogeração com 02 MCI operando com a queima suplementar, arranjo no qual se atinge a maior eficiência de 48,9% conforme apresentado na

Figura 32, o custo de equipamentos é R\$ 12.413.594,00, resultando no custo de instalação de R\$ 19.042.453,00.

Para uma configuração com aplicação da cogeração em apenas um MCI operando com a queima suplementar, arranjo no qual se atinge a maior eficiência de 55,1% conforme apresentado na Figura 31, o custo de equipamentos é R\$ 7.897.281,00, resultando no custo de instalação de R\$ 12.114.429,00. Aplicando a equação 15 e considerando seis situações com diferentes cenários de operação e valores de potência produzida no ciclo, foi possível obter seis diferentes custos de investimento por kWh, estes preços variam em função da quantidade de equipamentos de cada opção e da potência gerada em cada opção conforme demonstrado na tabela 31.

Tabela 31 - Variação do Custo unitário de Investimento

Opção	Cenários	Custo unitário de Investimento (C_{inv})
1	1 MCI - Utilizando a Queima Suplementar e considerando a soma das potências elétrica e térmica geradas.	R\$ 2.889/kW
2	1 MCI – Não Utilizando a Queima Suplementar e considerando somente a potência elétrica gerada.	R\$ 19.199/kW
3	2 MCI - Utilizando a Queima Suplementar e considerando a soma das potências elétrica e térmica geradas.	R\$ 3.179/kW
4	2 MCI – Não utilizando a Queima Suplementar e considerando somente a potência elétrica gerada.	R\$ 6.878/kW
5	3 MCI - Utilizando a Queima Suplementar e considerando a soma das potências elétrica e térmica geradas.	R\$ 3.340/kW
6	3 MCI - Não Utilizando a Queima Suplementar e considerando a soma das potências elétrica e térmica geradas.	R\$ 5.806/kW

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na opção 2 são gerados apenas 631 kW, aliado a necessidade de investimento de equipamentos para o ciclo completo mesmo utilizando um MCI acarreta o maior custo unitário de investimento.

5.4.2 O custo da Queima Suplementar

O custo do gás natural utilizado na queima suplementar (C_{GN}) tem uma parte aplicada na geração de vapor para o processo e outra parte na geração de eletricidade, analisando somente o impacto sobre a geração de potência com uso da queima suplementar nos cenários de 1; 2 ou 3 MCI em funcionamento, conforme mostrado na tabela 32.

Tabela 32 - Custo de geração com uso do gás natural

Cenários	Geração (kW) ⁽¹⁾	Consumo (m³/h) ⁽²⁾	Custo (R\$) ⁽³⁾	Custo (R\$/kWh)
1 MCI	4194	355	1306	0,311
2 MCI	5990	661	2434	0,406
3 MCI	7776	992	3651	0,470
Custo médio (R\$/kWh)				0,396

Fonte: Elaborado pelo autor

Notas:

- (1) Considerando a soma da potência elétrica e térmica geradas no ciclo
- (2) A vazão mássica de 0,07 kg/s foi convertida em vazão volumétrica utilizando a densidade de 0,71 kg/m³ conforme informação da concessionária que fornece o gás natural.
- (3) Utilizado a tarifa de R\$ 3,68/m³ informada pela equipe de Utilidades da Fábrica.

O (C_{GN}) médio foi calculado utilizando a equação 13 para cada cenário de operação, resultando em R\$ 0,396/kWh com base na tarifa do Gás Natural informada pela equipe de Utilidades da fábrica de R\$ 3,68/m³, e a densidade do gás de 0,71 kg/m³.

5.4.3 Custos de Geração por kWh da Planta de Cogeração

O custo de operação e manutenção ($C_{O\&M}$) foi calculado em R\$ 0,104/kWh baseado no câmbio de 5,22 [R\$/US\$], seguindo a metodologia proposta no item 4.5. O número de horas trabalhadas da planta de cogeração foram estimadas, considerando a operação em 11 meses por ano, com um total de 8.030 horas. O fator de amortização foi calculado para 20 anos de vida útil e uma taxa de juros a longo prazo (TJLP) de 7,37%, resultando em 0,09712 ano⁻¹.

Os custos de geração de energia elétrica e térmica da cogeração foram calculados utilizando a equação 12 e considerando os cenários e custos unitários de investimento apresentados na tabela 31. Porém, este não é o custo final, pois ainda não está inserido o custo atual da CTE. Obteve-se então os seis custos de geração distintos e explicitados abaixo:

$$C_g = C_{inv} \times \left(\frac{FA}{HO} \right) + C_{O\&M} + C_{GN} \quad (12)$$

Custo de geração ⁽¹⁾: 1 MCI com queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas, calculado:

$$C_{g1} = 3.340 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0,311 = 0,450 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Custo de geração (2): 1 MCI sem queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas:

$$C_{g2} = 19.199 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0 = 0,336 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Custo de geração (3): 2 MCI com queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas:

$$C_{g3} = 3.179 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0,406 = 0,548 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Custo de geração (4): 2 MCI sem queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas:

$$C_{g4} = 5.043 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0 = 0,571 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Custo de geração (5): 3 MCI com queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas:

$$C_{g5} = 3.340 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0,47 = 0,614 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Custo de geração (6): 3 MCI sem queima auxiliar, considerando a soma das energias elétrica e térmica geradas:

$$C_{g6} = 5.806 \times \left(\frac{0,09712}{8030} \right) + 0,104 + 0 = 0,174 \text{ R\$/kWh} \quad (12)$$

Para efeitos de comparação os custos de energia elétrica atuais são mostrados na tabela 33, são apresentadas três modalidades de contrato nos quais as tarifas estão impactadas pelo cenário atual do mercado de energia do país, exceto o contrato fechado anteriormente a 2023. Não foram consideradas as tarifas de uso de distribuição, ou demandas, para essa análise foi considerado somente as tarifas referentes ao consumo de energia para a classe A2-138 kV.

Tabela 33 - Valores das Tarifas de Energia junho/2023 – Sem impostos

Modalidade	TE – HP (R\$/kWh) (1)	TE - HFP (R\$/kWh) (2)	Encargos – HP e HFP (R\$/kWh) (3)	Custo Total da Tarifa (R\$/kWh) (4)
Contrato atual da Empresa	0,179	0,179	0,083	0,261
Contratação Mercado livre –23/24	0,074	0,074	0,075	0,149
Contratação Mercado Cativo - 2023	0,466	0,297	0,075	0,386 (5)

Fonte: Elaborado pelo autor

Notas:

- (1) – Tarifa energia no horário de ponta, entre 17:00 e 20:00 de segunda a sexta-feira.
- (2) – Tarifa energia no horário fora de ponta.
- (3) – Tarifa encargos sobre uso do sistema de distribuição, tanto no horário de ponta como fora da ponta.
- (4) – Custo total da tarifa é soma da TE mais Encargos.
- (5) – No Mercado cativo deve-se aplicar os índices proporcionais de HP e HFP.

O custo com gás natural acarretou um aumento do custo de geração que parte foi compensado pelo aumento de potência produzida nos ciclos. Analisando os custos de geração C_{g3} e C_{g5} , constata-se que são cerca de 3,5 vezes maiores e as potências produzidas são cerca de 1,7 vezes maiores, quando comparadas as opções com e sem uso da queima suplementar. O custo C_{g1} diferentemente é maior apenas cerca de 32% quando realizado a mesma base de comparação, isto acontece devido ao enorme incremento de potência quando foi utilizado a queima suplementar neste arranjo, cerca de 6,6 vezes maior, assim diluiu-se o custo de geração com uso do gás natural. Os custos com uso do gás natural C_{g1} , C_{g3} e C_{g5} são maiores do que as tarifas mostradas na tabela 33, mas estão próximos dos valores praticados por centrais termelétricas no Brasil, no último leilão realizado pela Aneel no ano de 2022 o preço contratado nesta modalidade foi de R\$ 0,45/kWh.

Os custos de geração sem uso da queima suplementar são relativamente baixos e atraentes quando comparados com as tarifas apresentadas na tabela 33. A geração de potência é muito menor quando comparado com a opção do uso da queima suplementar. O custo de geração C_{g2} é mais alto do que os demais custos sem uso de gás natural, pois a geração de energia é muito baixa devido à utilização de apenas um MCI, porém o custo de investimento é alto devido à aquisição dos equipamentos turbina a vapor, condensador e tanque desaerador projetados para o ciclo completo com 3 MCI. Este custo ainda é atrativo quando comparado com o custo de energia no mercado cativo. Os custos de geração C_{g4} e C_{g6} são os menores encontrados e altamente atrativos para uma possível venda de excedentes de energia elétrica.

O custo C_{g1} de R\$ 0,450/kWh foi calculado considerando somente o investimento em 1 MCI, uma redução de 53% do custo de investimento em relação à planta equipada com 3 MCI em cogeração. Considerando a soma das energias elétrica e térmica gerada, este custo não é atrativo para venda de excedentes. Este custo não pode ser desprezado, pois representa o custo do cenário de operação onde obteve-se a maior flexibilidade no uso da energia, substituiu a caldeira a vapor atual. Uma parte do custo C_{g1} (R\$ 0,450/kWh) foi compensado pela eliminação do custo com a caldeira atual. Este é o custo da opção 4 de operação, casos de falta de energia e geração excedentes para serem transferidos a outra unidade evitando contratar energia diante de incertezas de produção. Opção de operação 4 foi descrita no item 4.5.

5.4.4 O custo total de geração da CTE

Independente dos cenários de operação da cogeração sempre é necessário funcionar os motores de combustão interna da CTE, e os custos de geração foram fornecidos pela equipe de manutenção e operação da CTE, é um custo médio entre 1 e 3 MCI em funcionamento, o custo apurado é de R\$ 1,26/kWh, este custo altamente impactado pelo consumo de óleo diesel que alimenta os MCI, o custo com combustível é 98,8% do custo total do MWh gerado pelos gerados acoplados aos MCIs.

Analizando os custos totais de geração, somando os custos de geração de eletricidade da CTE com os custos da cogeração levando em conta as potências elétrica e térmica, é possível avaliar os impactos nos custos e o incremento de geração de potência no ciclo, na tabela 34 estão demonstrados esses valores. Os incrementos de potência gerada na CTE são comparados para uma mesma quantidade de MCI em funcionamento, diferindo o uso ou não da planta de cogeração. Todos os dados de custos estão demonstrados e podem ser verificados detalhadamente no apêndice B.

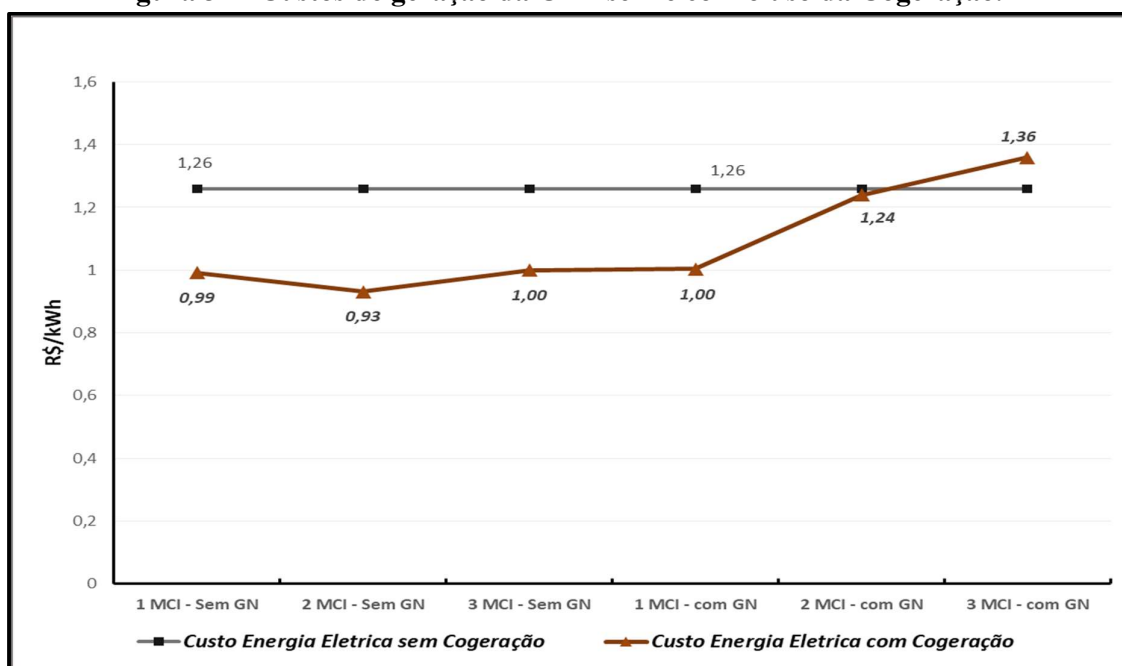
Tabela 34 - Parâmetros econômicos e geração de potência da CTE com e sem Cogeração

Parâmetros	1 MCI Sem GN	2 MCI Sem GN	3 MCI Sem GN	1 MCI Com GN	2 MCI Com GN	3 MCI Com GN
Potência CTE sem Cogeração (kW)	6400	12800	19200	6400	12800	19200
Custo CTE sem Cogeração (R\$/kWh)	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26
Potência Cogeração (kW)	631	3776	4473	4194	5990	7776
Custo Cogeração (R\$/kWh)	0,336	0,165	0,174	0,139	0,142	0,144
Custo com Gás Natural (R\$/kWh)	0	0	0	0,311	0,406	0,470
Potência CTE com Cogeração (kW)	7031	16576	23673	10594	18790	26976
Incremento de Potência com a Cogeração (%)	0	5,77%	7,47%	18,06%	23,06%	24,68%
Custo da CTE com Cogeração (R\$/kWh)	0,99	0,93	1,0	1,0	1,24	1,36
Variação do Custo devido à Cogeração (%)	-21,32%	-26,05%	-20,66%	-20,33%	-1,57%	7,94%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando os dados da tabela 34, pode ser observado as diferenças de custo da energia elétrica gerada na CTE em dois macros cenários, sem a planta de cogeração e com a planta de cogeração. O custo evitado com a geração de vapor foi aplicado como redução no custo de cogeração. A utilização do gás natural causa um grande impacto no custo de geração, este impacto pode ser observado quando temos 2 MCI e duas unidades de queima onde o custo é praticamente igual ao da CTE sem cogeração, este efeito é mais intensificado no uso de 3 MCI e três unidades de queima suplementar conforme mostrado na Figura 34, ficando acima do custo sem cogeração. Nesta análise não foi inserido uma possível venda da energia excedente como redutor do custo de geração.

Figura 34 - Custos de geração da CTE sem e com o uso da Cogeração.

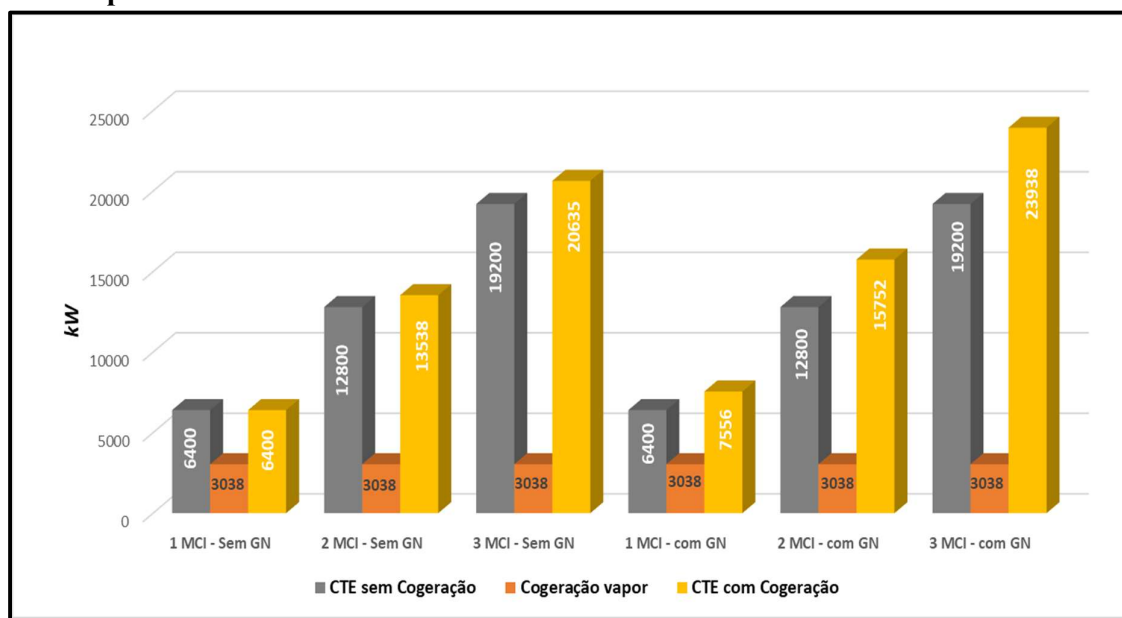


Fonte: Elaborado pelo autor.

O incremento de potência elétrica produzida no gerador acoplado a turbina a vapor, é variável e proporcional a quantidade de vapor gerado no ciclo, seja por via de reaproveitamento de calor residual do MCI ou mediante o uso de gás natural na queima suplementar. Mantendo a produção da demanda de vapor para fábrica, obtém-se uma produção de energia elétrica na CTE variando de 6400 a 23938 kW de acordo com quantidade de MCI em funcionamento e/ou do uso da queima suplementar, na Figura 35 é possível verificar esses valores em cada caso de operação. Para o caso de operação com apenas um MCI e sem uso da queima suplementar, para garantir a geração de vapor, toda a potência retirada do calor residual do MCI foi transformada

em potência térmica de vapor, mas não consegue atingir a demanda de eletricidade da fábrica de 6500 kW, portanto este cenário não pode ser considerado para carga nominal da fábrica.

Figura 35 - Geração de potência na CTE em função da quantidade de MCI e do uso da queima suplementar.



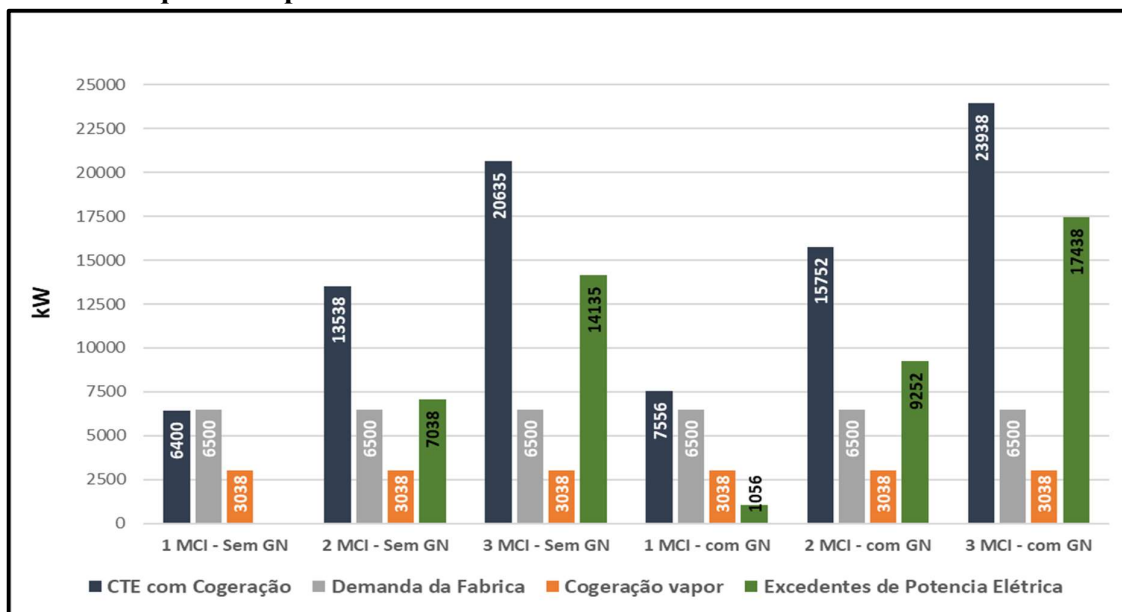
Fonte: Elaborada pelo autor.

Separando as potências do vapor e eletricidade da fábrica, 3038 e 6500 kW respectivamente, deduzindo da energia produzida nos geradores, obteve-se os excedentes de energia elétrica variando de 1056 a 17438 kW como demonstrado na Figura 36. O cenário de um MCI com cogeração sem uso de queima suplementar é a única opção de operação onde não é gerado nenhum excedente de energia, ao contrário tem-se um déficit de 100 kW de potência elétrica quando a potência térmica de vapor para o processo é atendida. Pelo baixo valor do déficit, um trabalho de redução de consumo ou controle de demanda poderá resolver este problema.

A opção de operação com 3 MCI e sem uso de queima suplementar é a segunda maior geração de excedentes com 14.135 kW, conforme mostrado na Figura 36. Esta opção é o terceiro menor custo de geração conforme mostrado na Figura 34, R num possível aumento do custo de energia no mercado livre esta opção de operação poderá ser atrativa em função dos ganhos com venda de energia excedente.

A opção com 3 MCI e uso da queima suplementar em três unidades é a maior geradora de excedentes de energia 17438 kW, porém seu custo de geração é o maior entre todas as opções, acima até mesmo da CTE sem cogeração, portanto é pouco atrativa para venda de energia.

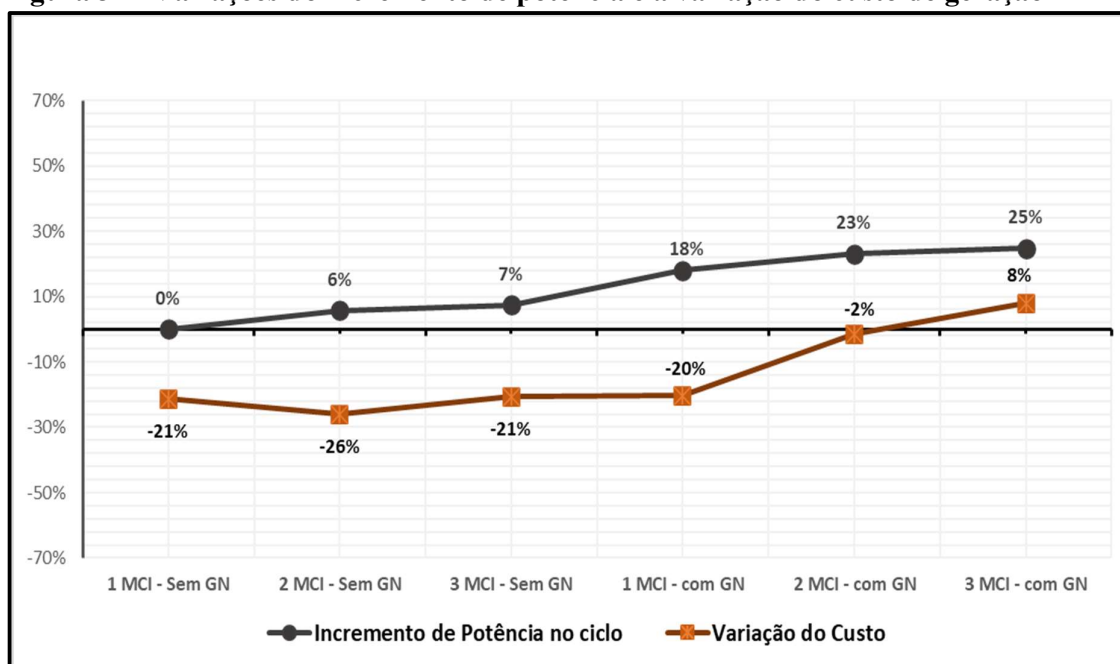
Figura 36 - Potências Gerada, consumida e excedentes em função da quantidade de MCI e do uso da queima suplementar.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A maior produção de potência elétrica no ciclo não é acompanhada da melhor redução do custo de geração, isolando a geração de vapor e analisando somente a potência elétrica, na Figura 37 fica constatado que as opções com 2 e 3 MCI e com utilização da queima suplementar produzem os maiores incrementos de potência 23% e 25% respectivamente, mas com a menor redução ou até mesmo com aumento de custo de geração, -2% e 8% respectivamente, isto ocorre em função do aumento do uso de combustíveis e do baixo rendimento dos motores a combustão interna e dos equipamentos de geração do vapor. A opção com 1 MCI e utilização da queima suplementar representa o melhor incremento percentual de potência elétrica entre as opções que reduzem o custo de geração, os valores de 26% de incremento de potência representam 1156 kW que somados aos 6400 kW do gerador acoplado no MCI e debitado a potência da fábrica de 6500 kW, gera-se um excedente de 1056 kW para venda. O valor arrecadado com uma possível venda reduz ainda mais o custo de geração. A opção com uso de 2MCI sem uso da queima suplementar é a melhor redução do custo de geração com 26%, mesmo com um incremento menor de potência em relação as outras opções, destaca-se o valor de 7038 kW de energia excedente disponível para venda, conforme mostrado na Figura 36.

A opção de operação com 1MCI sem uso de queima suplementar não gera nenhum incremento de potência elétrica, mas devido à economia gerada com o custo evitado com a geração de vapor, acarretada uma redução percentual de 21% do custo de geração de potência elétrica.

Figura 37 - Variações do incremento de potência e a variação do custo de geração

Fonte: Elaborador pelo autor.

Mesmo com todas as melhorias inseridas pelo uso da cogeração, os custos finais de geração nos seis cenários apresentados, ainda são muito superiores ao custo atual de energia no mercado brasileiro, perdendo atratividade para venda. Sem venda de energia não ocorre a arrecadação de verbas que poderiam reduzir ainda mais o custo de geração. A baixa atratividade de venda de energia, ocorre em virtude da combinação dos impactos abaixo:

- O valor de comercialização da Energia no mercado livre está muito baixo devido aos impactos de um período de chuvas acima da média nos anos 2022 e 2023, aliado a isso temos um baixo consumo de energia no país.
- O alto custo de geração devido ao uso de óleo diesel nos motores a combustão interna da CTE, sendo estas as fontes primárias de calor residual para reaproveitamento.
- A utilização do gás natural na queima suplementar impacta no aumento do custo de geração devido ao valor da tarifa deste combustível.

6 CONCLUSÕES

Comparando os resultados das simulações com os estudos realizados, foi possível verificar em diferentes cenários de operação da Central Termelétrica, o desempenho dos equipamentos, a influência de cada equipamento no resultado de geração de potência e a escolha pelo melhor arranjo conforme as necessidades operacionais da planta fabril.

Destaca-se a importância da aplicação das ferramentas computacionais para simulação de projetos termodinâmicos de geração de potência com uso do vapor. O software Gatecycle permitiu a avaliação das opções de montagem dos equipamentos que compunham os ciclos, sendo possível definir com precisão o arranjo ideal em termos de eficiência termodinâmica.

Analizando o papel e impactos no ciclo, provocados pelos equipamentos individualmente, pode-se concluir:

O tanque desaerador tem o importante papel de reduzir a corrosão através da remoção dos gases dissolvidos presentes na água de alimentação da caldeira de recuperação, porém ocorreu um consumo de energia térmica relativamente alto em comparação com a potência gerada no ciclo da Turbina a vapor, chegando a 815 kW de potência térmica no arranjo com 3 motores a combustão.

O evaporador é o principal trocador de calor da caldeira de recuperação. Sua dinâmica é complexa devido à mudança de fase no interior dos tubos, variando a transferência de calor e consequentemente a geração de vapor. O fluxo de vapor foi proporcional a troca de calor no evaporador, quanto mais calor fornecido, maior foi a geração do vapor, tão importante para acionamento da turbina e geração de energia no ciclo.

O economizador aumentou a eficiência da caldeira, funcionando como um recuperador de calor, pré-aqueceu a água de alimentação da caldeira aumentando a temperatura em mais de 100 °C adicionais, com isso possibilitando uma maior geração de vapor saturado no evaporador. Reduzir a eficiência do economizador, limitando em 70%, foi crucial para evitar que a temperatura dos gases de escapamento ficasse abaixo de 160 °C e assim garantindo a eliminação da umidade que poderia causar corrosão na chaminé e tubos de escapamento.

O super aquecedor aumentou a temperatura do vapor produzido na caldeira, mas sem aumentar sua pressão. O vapor gerado foi transformado em superaquecido, apropriado para aplicação no acionamento da turbina. Foi necessário utilizar um equipamento de 95% de eficiência para atingir a temperatura de 435 °C no vapor superaquecido enviado para turbina.

A bomba de alimentação de água da caldeira precisa ser de construção especial, pois trabalha com temperatura e pressão elevada, 105°C e 3700 kPa respectivamente. Nesta bomba é conseguido a geração de pressão para o ciclo Rankine, destacando-se a sua importância.

Analisando o rendimento do ciclo, foram comparadas duas configurações da CTE, a primeira sem cogeração e a segunda com cogeração, sendo a segunda configuração dividida em duas opções, com e sem uso de queima suplementar. Em todas as opções utilizando cogeração o rendimento foi maior do que a configuração sem cogeração, os rendimentos dos ciclos tiveram aumentos da ordem de 4% a 15%, corroborando com demais estudos sobre os efeitos positivos da implantação de cogeração.

Os valores de potência adicional, sendo elétrica e/ou térmica, conseguidos com a implantação da cogeração estão alinhados com os demais trabalhos técnicos similares realizados de reaproveitamento de calor residual em motores a combustão interna, com ordens de grandeza entre 7% e 12% da potência nominal da fonte de calor residual o motor a combustão interna.

Os valores de potência elétrica adicional gerada no ciclo da CTE atingiram 1435 kW na configuração com 3 MCI sem uso de queima suplementar, e utilizando a queima suplementar alcançaram a geração de 4738 kW, estes valores são suficientes para abastecer de 5.800 a 19.000 casas, demonstrando o grande potencial de geração do sistema.

Estratificando-se os custos de investimento para implantação da central de cogeração, os equipamentos que compõem a caldeira de recuperação são 42% do custo total da central instalada, o que exige uma maior atenção e criteriosidade no seu dimensionamento.

O uso da queima suplementar no ciclo acarretou um grande aumento de produção de vapor que conseqüentemente ocasionou a geração adicional de até 3303 kW na opção de operação com 03 MCI, porém com um custo adicional de R\$ 2.860.448,00 mensais, ou seja, R\$ 866,0/kWh, muito acima dos valores de comercialização de energia no mercado atual.

Foi comprovado o alto potencial de geração energia com a implantação da planta de cogeração, aliado a um aumento de flexibilidade de operação da CTE atual com diferentes cenários e opções de operação.

Foi extraído do calor residual dos motores a combustão um valor de potência gerada na turbina a vapor, muito próximo dos valores encontrados em outros estudos, variando de 7% a 12% em relação a potência dos MCI, comprovando a assertividade do sistema proposto.

Comparando os resultados entre as opções de operação estudadas, foi possível concluir que:

A opção de funcionamento com 1 MCI sem uso da queima suplementar, utilizando apenas o reaproveitamento de calor residual do motor a combustão atende 98,5% da demanda

de energia elétrica, para sua utilização é necessário reduzir o consumo da fábrica, diante de um cenário de baixo consumo da fábrica, essa opção deve ser considerada, pois reduz o custo de geração em 21% e aumenta a eficiência do ciclo em 4%;

A opção de funcionamento com 1 MCI com uso da queima suplementar, reduz o custo de geração em 20% e aumenta a eficiência do ciclo em 15%, é opção que produz o maior aumento de rendimento, o incremento de energia elétrica excedente é razoável, cerca de 18%, criando uma possibilidade de possível venda de excedentes;

A opção de funcionamento com 2 MCI sem uso da queima suplementar, utilizando apenas o reaproveitamento de calor residual dos motores a combustão, reduz o custo de geração em 26% e aumenta a eficiência do ciclo em 12%. Apesar do baixo incremento relativo de potência elétrica, cerca de 6%, a geração de excedentes é alta: 7038 kW;

A opção de funcionamento com 2 MCI com uso da queima suplementar, reduz o custo de geração em apenas 2% e aumenta a eficiência do ciclo em 8,7%. O incremento de energia elétrica excedente é alto, cerca de 23%, criando uma possibilidade de possível venda de excedentes da ordem de 9252 kW, porém seu alto custo devido ao uso de gás natural é um impedimento;

A opção de funcionamento com 3 MCI sem uso da queima suplementar, utilizando apenas o reaproveitamento de calor residual dos motores a combustão, reduz o custo de geração em 21% e aumenta a eficiência do ciclo em 8,4%. Apesar do baixo incremento relativo de potência elétrica, cerca de 7%, a geração de excedentes é muito alta, são dois MCI operando sem carga, com geração total de excedentes da ordem de 14135 kW;

A opção de funcionamento com 3 MCI com uso da queima suplementar, aumenta o custo de geração em 8% devido a maior quantidade de gás natural utilizado o do menor aumento de rendimento dos ciclos com uso da queima suplementar em 4,6%. Tem-se um alto incremento relativo de potência elétrica, cerca de 25%, a geração de excedentes é muito alta, da ordem de 17438 kW, mas o alto custo dificulta a venda de energia.

Entre as seis opções avaliadas a que melhor atende aos requisitos técnicos, econômicos, faixa de operação mais ampla, seria a opção com funcionamento de 2 MCI sem uso da queima suplementar, nesta opção foram obtidos os melhores indicadores em conjunto, com redução de 26% do custo de geração, aumento de rendimento em 12%, e são gerados 7038 kW de energia excedente.

A configuração com funcionamento de 2 MCI sem uso da queima suplementar, é a que melhor atendeu entre as opções onde ocorreram os menores consumos de combustíveis para o

atendimento das demandas de energia elétrica e térmicas da fábrica. Adicionalmente ainda foi possível a geração de excedentes de potência elétrica para venda no mercado livre.

A configuração com funcionamento de 2 MCI sem uso da queima suplementar, é a que melhor atendeu a opção de operação em modo de emergência, quando houver uma falta de energia elétrica que afete a fábrica.

Sobre os custos de investimento e a viabilidade do projeto, pode-se concluir que:

Dividir a planta de cogeração em 3 fases ou 03 grupos para escalonar o investimento, sendo a implantação da cogeração individual em cada MCI uma fase distinta, é possível, os custos de investimento seriam de: R\$ 12.114.429,00 para um MCI, de R\$ 19.042.453,00 para dois MCI, finalizando em R\$ 25.970.947,00 para 3 MCI. Na prática, seria uma opção com baixa flexibilidade operacional, em caso de manutenção na configuração com um MCI apenas, a cogeração ficaria inoperante.

O custo de geração unitário final por kWh da CTE em cada uma das opções estudadas é composto basicamente pela soma dos custos com geração da Central termelétrica existente, o custo da Cogeração e o custo do uso de gás natural quando utilizada a queima suplementar. Sendo que o custo de geração da CTE existente é cerca de 80 a 90% do custo final, isso mostra a necessidade de redução deste custo reduzindo o custo final da CTE com cogeração.

Um fator que poderia reduzir o custo seriam os ganhos com venda de energia excedente, pois foram conseguidos bons volumes de energia excedentes, porém os entraves são o baixo valor de venda no mercado de energia atual, cerca de R\$ 0,074/kWh e o alto custo de geração da CTE existente de R\$ 1,26/kWh. A redução do custo de geração da CTE ainda precisa ser mais aprofundada e aumentada para atingir valores mais atrativos.

Com os custos de geração variando de R\$ 0,99/kWh a R\$ 1,36/kWh em todas as opções estudadas e os custos de energia no mercado variando entre R\$ 0,074 kWh a R\$ 0,45 kWh, a opção de ganhos com venda de energia não é viável.

Analisando de forma abrangente e em linhas gerais a implantação do sistema de cogeração na CTE existente, pode-se concluir que os níveis de geração de potência térmica e elétrica com aproveitamento de calor residual é considerável e satisfatório tecnicamente, tem-se um ótimo potencial de geração de energia.

Analisando os custos envolvidos em todas as fases, somando-se o custo de geração da CTE existente mais o custo da cogeração e comparando com os custos atuais do mercado, o projeto não possui viabilidade e não é atrativo do ponto vista econômico.

Os importantes resultados com os significativos volumes de geração de energia elétrica e térmicas atingidas neste estudo, mostram uma linha de iniciativas a serem estudadas em

empresas com acionamentos similares e com fontes de calor residual no processo de manufatura, como ponto de atenção para possíveis projetos de redução de custos operacionais.

Diante do histórico de altos custos da energia elétrica que já foram praticados no Brasil, onde o custo da energia alcançou valores elevados em função da sazonalidade e dependência de condições climáticas, é importante conhecer a maior quantidade de possíveis projetos de geração de energia, e mapeá-los. Projetos que atualmente não são atrativos economicamente, poderão vir a ser no futuro diante de outros cenários, saber de antemão das possibilidades de projetos para aumento da geração de energia torna-se uma vantagem importante.

6.1 Recomendações para trabalhos futuros

Diante dos resultados de custo e do potencial de geração de energia, consideram-se importantes as recomendações abaixo para melhoria e desenvolvimento de trabalhos futuros:

- Desenvolver uma análise comparativa de resultados dos Ciclos Rankine Convencional e Orgânico visando aumentar o reaproveitamento de calor residual do circuito de arrefecimento dos MCIs.
- Realizar estudo e avaliação da viabilidade de troca do combustível dos MCIs de óleo diesel para Gás Natural com foco em redução de custo de geração.
- Estudar um sistema de melhor rendimento e maior capacidade de geração de energia de combustão para aplicação na queima suplementar.
- Melhorar o modelo de cálculo dos custos de investimentos realizando cotações com os fabricantes de equipamentos para comparação e balizamento com os resultados obtidos com a modelagem;
- Estudar o uso de biogás na queima suplementar com foco em redução de custo e melhorar a pegada ambiental.
 - Expandir a análise comparativa da cogeração para avaliação da redução de emissões ambientais.

REFERÊNCIAS

- ABAJO, M.F. Manual sobre Fabricación de Baldosas, Tejas y Ladrillos. Beralmar S. A., Terrassa, 2000, p.193-266.
- Arrieta, F.; Teixeira, F.; Yáñez, E.; Lora, E.; Castilho, E. Cogeneration potential in the Columbian palm oil industry: Three case studies. *Biomass and Bioenergy*, 31, p. 503-511, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.biombioe.2007.01.016>.
- BALESTIERI, J. A. P. Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Ed.UFSC, 2002. 279p.
- Banglin Deng, Qijun Tang, Meng Li; Study on the steam-assisted Brayton air cycle for exhaust heat recovery of internal combustion engine. *Applied Thermal Engineering* 125 (2017) 714–726 – 2017; <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.039>
- BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, G.; MORAN, Michael J. Thermal design and optimization. New York: John Wiley & Sons, c1996. xv, 542 p. ISBN 0471584673
- BOE - California State Board Of Equalization (EUA). State Of California. Equipment and Fixtures Index, Percent Good and Valuation Factors. [S. L.], 2022. 48 p. Disponível em: <<https://www.boe.ca.gov/proptaxes/pdf/ah58123.pdf>>. Acesso em: 19 abril 2023.
- Breeze, Paul; Combined Heat and Power. Academic Press, 2018, ISBN 9780128129081, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812908-1.00012-2>.
- Canal Energia. Dados de Cogeração no Brasil. Disponível em <<https://www.canalenergia.com.br/noticias/53219003/cogeracao-alcanca-20-gw-no-brasil>>. Acesso em 10/08/2023.
- CARVALHO, F.R.; NOGUEIRA, L.A.H.; TEIXEIRA, F.N. Cogeração e geração distribuída. In: LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R.(2004). Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. 1296 p.
- CCEE. Câmara de Comercialização de Energia Elétrica. Dados de Geração. Disponível em: <<https://www.ccee.org.br/web/guest/dados-e-analises/dados-geracao>> Acesso em 10/02/2023.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 4ª Edição, AMGH, Porto Alegre – RS- 2012.
- Chatzopoulou, Maria Anna; Markides, Christos N.; Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system. *Applied Energy* 226 (2018) p. 1229–1251, jul. 2018. doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.022
- Chaves, L. A. de O., Almeida, L. N. de, Corrêa, J. S., Santos, H. M. T. dos, Amaral, M. C., Cruz, L. G. Z., & Silva, S. R. A. N. da. (2020). Avaliação de desempenho de usina termelétrica operando com cogeração de energia. *Brazilian Journal of Development*, 6(10), 82829–82847. <https://doi.org/10.34117/bjdv6n10-641>.

COGEN. Associação da Indústria de Cogeração de Energia. Cogeração no Mundo. Disponível em: <<https://www.cogen.com.br/cogeracao/cogeracao-no-mundo>>. Acesso em 01/03/2023.

Colombari, Camila Vieira; De Miranda, Murilo Cardoso; Castro, Gabriel Malta; Brandão, Roberto De Carvalho; De Castro, Nivalde. USINAS HIDRELÉTRICAS REVERSÍVEIS NO CONTEXTO DO SISTEMA ELÉTRICO BRASILEIRO. XXV SNPTTE SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA – 2019 - Belo Horizonte – MG

De Campos, Victor Arruda Ferraz et al. Internal Combustion Engine Fueled with Biogas: Energetic, Economic and Environmental Analyses. IEEE Latin America Transactions, v. 17, n. 11, p. 1873-1878, 2019 – DOI: 10.1109/TLA.2019.8986426

EPA. Environmental Protection Agency. CHP Technologies. Disponível em <https://www.epa.gov/chp/chp-technologies>. Acesso em 02/09/2023.

EPE. Empresa de Pesquisa Energética. Disponível em <<https://www.epe.gov.br/pt/resultado-de-busca?k=ANUARIO>> . Acesso em 10/08/2022.

EPE [Empresa de Pesquisa Energética] Balanço Energético Nacional (BEN) Relatório Síntese 2023: Ano base 2022. Disponível em < <https://epe.gov.br>>. Acesso em junho/2023.

Fotis Kyriakidis, Kim Sørensen, Shobhana Singh, Thomas Condra; Modeling and optimization of integrated exhaust gas recirculation and multi-stage waste heat recovery in marine engines. Energy Conversion and Management 151 (2017) 286–295. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.004>

Frangopoulos, Christos A.; Cogeneration Technologies, Optimization and Implementation. The Institution of Engineering and Technology, London, United Kingdom; 2017, 361 p.

Gambini, M.; Vellini, M.; Stilo, T.; Manno, M.; Bellocchi, S; High-Efficiency Cogeneration Systems: The Case of the Paper Industry in Italy. *Energies* 2019, 12, 335. <https://doi.org/10.3390/en12030335>

Giz, Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit ; Cogeneration & Trigeneration – How to Produce Energy Efficiently; A practical Guide for Experts in Emerging and Developing Economies. 2016 – Disponível em: <www.giz.de/en/html/index>. Acesso em 01/10/2023.

Haghighi, Amin Shabanpour-, Karimaghaei Mina; An overview on multi-carrier energy networks: From a concept to future trends and challenges; international journal of hydrogen energy 47 (2022) 6164 e 6186. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.11.257>

Han X, Li J, Kong X, Sun T, Zhang C, Yin L. Thermodynamic performance study on a novel absorption compression cascade refrigeration activated by an internal combustion engine. Int J Energy Res. 2021; 45:9595–9612. <https://doi.org/10.1002/er.6484>

Haydargil, Derya; Abuşoğlu, Ayşegül; A comparative thermoeconomic cost accounting analysis and evaluation of biogas engine-powered cogeneration. *Energy* Volume 159, 15 September 2018, Pages 97-114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.102>

Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGraw-Hill Book Company (2018).

HORLOCK, J H., "Cogeneration Combined Heat and Power (Thermodynamics and Economics", Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1997

Hyeunguk Ahn; William Miller; Paul Sheaffer; Vestal Tutterow; Vi Rapp; Opportunities for installed combined heat and power (CHP) to increase grid flexibility in the U.S., *Energy Policy*, Volume 157, 2021, 112485, ISSN 0301-4215- <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2021.112485>.

I.K. Iliev, A.K. Terziev, H.I. Beloev , I. Nikolaev, A.G. Georgiev ; Comparative analysis of the energy efficiency of different types cogenerators at large scales CHPs. *Energy* 221 (2021) 119755 - <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.119755>

IEA. International Energy Agency. Disponível em <<https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=TESbySource> > . Acesso em 01/09/2023

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, P. David; BERGMAN, L. Theodore; LAVINE, S. Adrienne. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 7ª Edição, Rio de Janeiro: Ltc, 2014.

INNIO. Empresa de Soluções em Energia. Soluções de Cogeração. Disponível em <<https://www.innio.com/pt/solucoes/geracao-de-energia/cogeracao>> Acesso em 12/08/2023.

IBP - Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás Inspeção de caldeiras. – 3. ed. – Rio de Janeiro: IBP, 2020. 72 p.: il. color. – (Guias de inspeção, 5) Formato: e-book em PDF. Modo de acesso: www.ibp.org.br/biblioteca ISBN 978-65-88039-01-4 - Acesso em 06/01/2023.

Jinbo Qu, Yongming Feng, Yuanqing Zhu, Song Zhou, Wenping Zhang; Design and thermodynamic analysis of a combined system including steam Rankine cycle, organic Rankine cycle, and power turbine for marine low-speed diesel engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 245 (2021) 114580; doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114580

Johara, Dheeraj Kishor; Sharmab, Dilip; Sonib, Shyam Lal; Comparative studies on micro cogeneration, micro cogeneration with thermal energy storage and micro trigeneration with thermal energy storage system using same power plant. *Energy Conversion and Management* 220 (2020) 113082. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113082>

Júnior, Elviro PB; Arrieta, FRP; Costa, G R; Moreira, HLF. ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMoeconômica DO CICLO KALINA KCS1 PARA A RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM UMA FÁBRICA DE CIMENTO – CILAMCE 2016 - XXXVII Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering Suzana Moreira Ávila (Editor), ABMEC, Brasília, DF, Brazil, November 6-9, 2016

Ken Darrow, Rick Tidball, James Wang and Anne Hampson. Catalog of CHP Technologies 2017 - U.S. Environmental Protection Agency and the U.S. Department of Energy.

LORA, E.E.S. & NASCIMENTO, M.A.R. **Geração Termelétrica**: Planejamento, Projeto e Operação. Volume I. Editora Interciência. 2004. Coordenadores: Lora, E.E.S.; Nascimento, M.A.R. ISBN:85-7193-105-4.1265p.

LORA, E.E.S. & NASCIMENTO, M.A.R. Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação. Volume II. Editora Interciência. 2004. Coordenadores: Lora, E.E.S.; Nascimento, M.A.R. ISBN:85-7193-105-4.1265p.

Lozano, Miguel A. **Cogeneración**; Universidade de Zaragoza , 1998 revisão 2014.

MAHMOUDI, A. e FAZLI, M. e MORAD, M. R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering, v. 143, n. July, p. 660–675, 2018. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.

MAN B&W Mirrlees Blackstone. KVP Major MK3 Instruction Manual. Volumes 1 e 3. Julho de 2003.

MAN B&W Mirrlees Blackstone. Report of Works Test 7205/3. Julio de 2002.

MATOS, José Vale. Apostila Refratários Básicos. [S.I.:s.n.], 2009

MAZURENKO, Anton Stanislávovich; TEIXEIRA, Flávio Neves. **Turbinas a vapor**. In: LORA, Electo Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marco Antônio Rosa do. Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004. Cap. 5, p. 249-319

Mohammad Mahdi Balakheli, Mahmood Chahartaghi, Mohammad Sheykhi, Seyed Majid Hashemian, Nima Rafiee. Analysis of different arrangements of combined cooling, heating and power systems with internal combustion engine from energy, economic and environmental viewpoints. Energy Conversion and Management, Volume 203, 2020, 112253, ISSN 0196-8904. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112253>.

Montero Carrero, M.; Rodríguez Sánchez, I.; De Paepe, W.; Parente, A.; Contino, F. Is There a Future for Small-Scale Cogeneration in Europe? Economic and Policy Analysis of the Internal Combustion Engine, Micro Gas Turbine and Micro Humid Air Turbine Cycles. Energies 2019, 12, 413. <https://doi.org/10.3390/en12030413>

Moraes, Bruno de; Junior, Eliseu A. Zanella; Viabilidade econômica de cogeração em caldeiras a vapor de grande porte - Revista Técnico-Científica do CREA-PR-ISSN 2358-5420-Edição Especial – novembro de 2018.

Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N.; Boettner, Daise D.; Bailey, Margaret B. Princípios de termodinâmica para engenharia - 8. ed. - Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MOREIRA, L.; ARRIETA, F. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 114, p.1-20, 2019.

Nawi,Z. Mat , Kamarudin S.K. , Abdullah S.R. Sheikh , Lam S.S.; The potential of exhaust waste heat recovery (WHR) from marine diesel engines via organic rankine cycle. *Energy* 166 (2019) 17e31 - <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.064>

NOGUEIRA, L. A. H.; TEIXEIRA, F. N.; CARVALHO, F. R. Cogeração e geração planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v.2, capítulo 13. p. 743-787.

Ochoa, A. A. V., Costa, J.A. P.; Franco, S. S; Análise financeira de uma planta de trigerção de energia (Eletricidade, Frio e calor). *Revista CIENTEC* Vol. 9, no 2, 112–125, 2017

OSHIRO, A. H. F. Análise de intensidade energética: um estudo de caso para o Estado de São Paulo. Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 96. 2015.

PARO, André de Carvalho. Uma metodologia para gestão de eficiência energética em centrais de cogeração a biomassa: aplicação ao bagaço de cana. 2011. 146 p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

Pulkrabek ,Willard W. ; Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. Pearson Prentice Hall, 2004

Schacht ,Charles A.; Refractories Handbook . Marcel Dekker, Inc., New York, USA. 2004

SILVEIRA, J. S. Cogeração disseminada para pequenos usuários: estudos de casos para o setor terciário. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, p. 193. 1994.

TEIXEIRA, M. A. et al.; Energia e Emissões na Produção de Óleo de Palma / Dendê (*Elaeis guineensis*): geração e cogeração na indústria de Óleo de Palma. *Ambiência* Guarapuava (PR) v.15 n.1 p. 257 - 278 Jan/Abr 2019 ISSN 1808 - 0251 - DOI:10.5935/ambiencia.2019.01.16

Tiancheng Ouyanga,b, Zixiang Sua, Binxu Gaoa, Mingzhang Pana, Nan Chenb, Haozhong Huang; Design and modeling of marine diesel engine multistage waste heat recovery system integrated with flue-gas desulfurization. *Energy Conversion and Management* 196 (2019) 1353–1368; jul. 2019 - <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.065>

Turns, Stephen R. Introdução à combustão: conceitos e aplicações / Stephen R. Turns; tradução: Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior; [revisão técnica: Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior]. – 3. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre: AMGH, 2013.

ULRICH, Gael D; VASUDEVAN, Palligarnai T. **Chemical engineering process design and economics**: a practical guide. 2nd ed. Durham, N.H.: Process Publishing, c2004. xiv, 706 p. ISBN 0970876823

V. Ganapathy; Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations - Marcel Dekker, Inc. 270 Madison Avenue, New York, NY 10016 – (2003).

Vellini, Michela; Gambini, Marco; Stilo,Tommaso. High-efficiency cogeneration systems for the food industry - *Journal of Cleaner Production* 260- 2020 - <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121133>

Villari, Bernado. Cogeração de energia: conheça as vantagens da tecnologia e as tendências de mercado. ENGIE Eficiência Energetica. São Paulo 3 de Novembro de 2021. Disponível em: <<https://blog-solucoes.engie.com.br/eficiencia-energetica/cogeracao-de-energia/>> . Acesso em novembro de 2022.

WANG, Xuan et al. The effects of design parameters on the dynamic behavior of organic ranking cycle for the engine waste heat recovery. *Energy*, v. 147, p. 440–450, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.047>>.

Xiaoqiang Chen, Xiaoli Yu, Yiji Lu, Rui Huang, Zhentao Liu, Yuqi Huang, Anthony PaulRoskilly; Study of different cooling structures on the thermal status of an Internal Combustion Engine; *Applied Thermal Engineering*, Volume 116, 2017, Pages 419-432, ISSN 1359-4311; <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.037>.

Xiangyang Liu, Manh Quang Nguyena, Maogang He; Performance analysis and optimization of an electricity-cooling cogeneration system for Waste heat recovery of marine engine. *Energy Conversion and Management* 214 (2020) 112887. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112887>.

Yan Li, Huiling An, Wentao Li, Shuyan Zhang, Xingqiao Jia, Lin Fu; Thermodynamic, energy consumption and economic analyses of the novel cogeneration heating system based on condensed waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, Volume 177, 2018, Pages 671-681. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.091>.

ZHAO, Rui et al. Integrated simulation and control strategy of the diesel engine–organic Rankine cycle (ORC) combined system. *Energy Conversion and Management*, v. 156, n.100, p. 639–654, 2018. doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.078

APENDICE A

FLUXOS SIMULAÇÃO COM 3 MCI E QUEIMA SUPLEMENTAR

GateCycle Report
Model : COGERA V19 CJS Case : COGERA V19 CJS OD1
Prepared using GateCycle Version
Date and Time of Last Run
Last Execution Status

Stream Report
5/22/2023 22:45:11
6.0.0.2
05/22/23 22:42
Converged

Stream Report [Go to Top](#)

Stream	From	To	Flow kg/sec	Pressure kPa	Temperature C	Enthalpy kJ/kg	Quality
Blowdown Outlet	EVAP3	EVAP3	0	3699.8691	245.7517	1065.2078	0
Vent Steam Outlet	Aerador	Aerador	0	120	104.8082	2683.4521	1
Cooling Water Exit	COND1	COND1	93.4291	103.42	40.5619	169.8861	0
Cooling Water Inlet	COND1	COND1	93.4291	103.42	15.5622	65.3917	0
Blowdown Outlet	EVAP2	EVAP2	0	3699.8691	245.7517	1065.2078	0
S0	Diesel-1	MRHI_1	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
S1	MRHI_1	Gerador 1	0	0	-273.15	0	0.5
S10	ECON1	Exaustão 1	7.57	101.335	161.2146	159.7207	0
S11	TURBINA VAPOR	Aerador	0.296	199.9913	142.612	2753.2432	1
S12	MRHI_3	Gerador 3	0	0	-273.15	0	0.5
S13	TURBINA VAPOR	ATEMP 1	1.0121	699.9746	254.4996	2963.6652	1
S14	SRC6	VALVULAS2	5.04	400	90	377.1962	0
S15	MRHI_1	OLEOINT1	62.8747	800	50	209.9346	0
S16	SRC5	CAMISAS2	52.9	400	70	293.2749	0
S17	SRC2	FPT1	62.87	800	25	105.5046	0
S18	MRHI_3	AQUEC3	7.5	101.325	450	486.2495	1
S19	Retorno do Processo	Aerador	1.1	200	50	209.4182	0
S2	Ar-1	MRHI_1	7.1276	101.32	40	25.1451	1
S20	DISTRI 2	VALV3	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
S21	EVAP3	AQUEC3	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
S22	AQUEC1	QUEIM1	7.5	101.335	338.0802	355.8192	0
S23	BOMBA 4	ATEMP 1	0.0879	800	104.8877	440.2025	0
S24	TURBINA VAPOR	GERADOR 4	0	0	-273.15	0	0.5
S25	DISTRI 2	VALV2	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
S26	Aerador	DISTRI 1	5.8159	120	104.8082	439.3644	0
Blowdown Outlet	EVAP1	EVAP1	0	3706.755	245.8599	1065.73	0
S28	ATEMP 1	VAPOR - PROCESSO	1.1	699.9746	164.9544	2761.9916	1
S29	BOMBA 1	ECON1	1.9386	3706.755	105.2277	443.7848	0
S3	Aerador	BOMBA 4	0.0879	120	104.8082	439.3644	0
S30	GAS2	QUEIM2	0.07	200	25	19.4807	1
S31	Diesel-2	MRHI_2	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
S32	Ar-2	MRHI_2	7.1276	101.32	40	25.1451	1
S33	FPT1	MRHI_2	62.8747	800	25	105.5046	0
S34	ECON2	EVAP2	1.9386	3699.8691	234.4105	1011.1509	0
S35	BOMBA 2	ECON2	1.9386	3699.8691	105.2269	443.7765	0
S36	CAMISAS3	VALVULAS3	1.4876	400	63.2464	264.9958	0
S37	MIST 2	Aerador	4.5078	400	81.9854	343.5294	0
S38	EVAP2	ECON2	7.57	101.335	290.6454	306.4379	0
S39	OLEOINT2	SINK1	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
S4	MRHI_1	AQUEC1	7.5	101.335	450	486.2495	1
S40	MRHI_2	OLEOINT2	62.8747	800	50	209.9346	0
S41	TANQUE REPOSIÇÃO	COND1	0	103.42	25	104.86	0
S42	VALVULAS3	SINK7	5.04	400	84.4282	353.7849	0
S43	OLEOINT2	CAMISAS2	1.4876	400	47.4693	199.0122	0
S44	SRC1	FPT 1	62.87	800	25	105.5046	0
S45	FPT 1	MRHI_1	62.8747	800	25	105.5046	0
S46	CAMISAS2	SINK4	52.9	400	69.5526	291.4009	0
S47	QUEIM2	EVAP2	7.57	101.335	672.27	769.5081	1
S48	AQUEC3	QUEIM3	7.5	101.325	338.0535	355.7885	0
S49	QUEIM3	EVAP3	7.57	101.325	672.27	769.508	1
S5	QUEIM1	EVAP1	7.57	101.335	672.294	769.5384	1
S50	CAMISAS3	SINK8	52.9	400	69.5526	291.4009	0
S51	TURBINA VAPOR	COND1	4.5078	7.9999	41.5341	2339.6289	0.9012
S52	OLEOINT1	CAMISAS1	1.5326	400	47.4692	199.0119	0
S53	CAMISAS1	SINK3	52.9	400	69.5391	291.3441	0
S54	OLEOINT1	SINK2	62.8747	800	49.8546	209.3269	0
S55	SRC3	CAMISAS1	52.9	400	70	293.2749	0
S56	CAMISAS1	VALVULAS1	1.5326	400	63.2464	264.9959	0
S57	SRC4	VALVULAS1	5.04	400	90	377.1962	0
S58	VALVULAS1	SINK5	5.04	400	84.2593	353.0757	0
S59	AQUEC2	QUEIM2	7.5	101.335	338.0536	355.7885	0
S6	ECON2	Exaustão 2	7.57	101.335	161.1813	159.6836	0
S60	VALVULAS2	SINK6	5.04	400	84.4282	353.7852	0
S61	CAMISAS2	VALVULAS2	1.4876	400	63.2462	264.9952	0
S62	EVAP2	AQUEC2	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
S63	MRHI_2	AQUEC2	7.5	101.335	450	486.2495	1
S64	MRHI_2	Gerador 2	0	0	-273.15	0	0.5

S65	OLEOINT3	CAMISAS3	1.4876	400	47.4692	199.0117	0
S66	MRH1_3	OLEOINT3	62.8747	800	50	209.9346	0
S67	OLEOINT3	SINK9	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
S68	EVAP3	ECON3	7.57	101.325	290.6454	306.4379	0
S69	BOMBA 3	ECON3	1.9386	3699.8691	105.2289	443.7848	0
S7	EVAP1	AQUEC1	1.9386	3706.755	245.8599	2801.4398	1
S70	ECON3	EVAP3	1.9386	3699.8691	234.4109	1011.1524	0
S71	FPT2	MRH1_3	62.8747	800	25	105.5046	0
S72	Ar-3	MRH1_3	7.1276	101.32	40	25.1451	1
S73	Diesel-3	MRH1_3	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
S74	GAS3	QUEIM3	0.07	200	25	19.4807	1
S75	SRC9	FPT2	62.87	800	25	105.5046	0
S76	SRC8	CAMISAS3	52.9	400	70	293.2749	0
S77	SRC7	VALVULAS3	5.04	400	90	377.1962	0
S78	ECON3	Exaustão 3	7.57	101.325	161.1828	159.6853	0
S79	DISTR1 1	BOMBA 2	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
S8	EVAP1	ECON1	7.57	101.335	290.7459	306.5537	0
S80	AQUEC2	MIST 1	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
S81	DISTR1 1	BOMBA 1	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
S82	VALVULAS1	MIST 2	1.5326	400	81.9854	343.5294	0
S83	AQUEC3	MIST 1	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
S84	AQUEC1	MIST 1	1.9386	3706.755	434.9705	3301.0427	1
S85	DISTR1 1	BOMBA 3	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
S86	DISTR1 2	VALV1	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
S87	VALVULAS2	MIST 2	1.4876	400	81.9852	343.5288	0
S89	VALV1	OLEOINT1	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
S9	ECON1	EVAP1	1.9386	3706.755	234.4765	1011.4629	0
S90	COND1	BOMBA 5	4.5078	7.9999	41.5341	173.8644	0
S91	VALV2	OLEOINT2	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
S92	MIST 1	TURBINA VAPOR	5.8159	3699.8691	434.9673	3301.135	1
S93	VALVULAS3	MIST 2	1.4876	400	81.9855	343.5301	0
S94	VALV3	OLEOINT3	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
S95	BOMBA 5	DISTR1 2	4.5078	400	41.5627	174.3295	0
S96	GAS1	QUEIM1	0.07	200	25	19.4807	1
Internal Pump Flow	BOMBA 4	BOMBA 4	0.0879	120	104.8082	439.3644	0
Expansion Line End	TURBINA VAPOR	TURBINA VAPOR	4.5078	7.9999	41.5341	2339.6289	0.9012
Internal Pump Flow	BOMBA 5	BOMBA 5	4.5078	7.9999	41.5341	173.8644	0
Internal Pump Flow	BOMBA 3	BOMBA 3	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Internal Pump Flow	BOMBA 2	BOMBA 2	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Internal Pump Flow	BOMBA 1	BOMBA 1	1.9386	120	104.8082	439.3644	0

Equipment/Ports	Flow	Pressure	Temperature	Enthalpy	Quality
	kg/sec	kPa	C	kJ/kg	
Aerador [DEAER]: Deaerator					
Main Steam Inlet	0.296	199.9913	142.612	2753.2432	1
Auxiliary Boiler Feed Water Outlet	0.0879	120	104.8082	439.3644	0
Main Boiler Feed Water Inlet	4.5078	400	81.9854	343.5294	0
Main Boiler Feed Water Outlet	5.8159	120	104.8082	439.3644	0
Vent Steam Outlet	0	120	104.8082	2683.4521	1
Second Auxiliary Inlet	1.1	200	50	209.4182	0
AQUEC1 [SPHT]: Superheater					
Gas Inlet	7.5	101.335	450	486.2495	1
Gas Outlet	7.5	101.335	338.0802	355.8192	0
Steam Inlet	1.9386	3706.755	245.8599	2801.4398	1
Steam Outlet	1.9386	3706.755	434.9705	3301.0427	1
AQUEC2 [SPHT]: Superheater					
Gas Inlet	7.5	101.335	450	486.2495	1
Gas Outlet	7.5	101.335	338.0536	355.7885	0
Steam Inlet	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
Steam Outlet	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
AQUEC3 [SPHT]: Superheater					
Gas Inlet	7.5	101.325	450	486.2495	1
Gas Outlet	7.5	101.325	338.0535	355.7885	0
Steam Inlet	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
Steam Outlet	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
Ar-1 [GAS]: GAS					
Outlet	7.1276	101.32	40	25.1451	1
Ar-2 [GAS]: GAS					
Outlet	7.1276	101.32	40	25.1451	1

Ar-3 [GAS]: GAS					
Outlet	7.1276	101.32	40	25.1451	1
ATEMP 1 [TMIX]: Temperature Control Mixer					
Main Inlet	1.0121	699.9746	254.4996	2963.6652	1
Outlet	1.1	699.9746	164.9544	2761.9916	1
Control Inlet	0.0879	800	104.8877	440.2025	0
BOMBA 1 [PUMP]: Pump					
Main Inlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Control Valve Outlet	1.9386	3706.755	105.2277	443.7848	0
Internal Pump Flow	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
BOMBA 2 [PUMP]: Pump					
Main Inlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Control Valve Outlet	1.9386	3699.8691	105.2269	443.7765	0
Internal Pump Flow	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
BOMBA 3 [PUMP]: Pump					
Main Inlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Control Valve Outlet	1.9386	3699.8691	105.2289	443.7848	0
Internal Pump Flow	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
BOMBA 4 [PUMP]: Pump					
Main Inlet	0.0879	120	104.8082	439.3644	0
Control Valve Outlet	0.0879	800	104.8877	440.2025	0
Internal Pump Flow	0.0879	120	104.8082	439.3644	0
BOMBA 5 [PUMP]: Pump					
Main Inlet	4.5078	7.9999	41.5341	173.8644	0
Control Valve Outlet	4.5078	400	41.5627	174.3295	0
Internal Pump Flow	4.5078	7.9999	41.5341	173.8644	0
CAMISAS1 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	52.9	400	70	293.2749	0
Hot Outlet	52.9	400	69.5391	291.3441	0
Cold Inlet	1.5326	400	47.4692	199.0119	0
Cold Outlet	1.5326	400	63.2464	264.9959	0
CAMISAS2 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	52.9	400	70	293.2749	0
Hot Outlet	52.9	400	69.5526	291.4009	0
Cold Inlet	1.4876	400	47.4693	199.0122	0
Cold Outlet	1.4876	400	63.2462	264.9952	0
CAMISAS3 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	52.9	400	70	293.2749	0
Hot Outlet	52.9	400	69.5526	291.4009	0
Cold Inlet	1.4876	400	47.4692	199.0117	0
Cold Outlet	1.4876	400	63.2464	264.9958	0
COND1 [CONDSR]: Condenser					
Main Steam Inlet	4.5078	7.9999	41.5341	2339.6289	0.9012
Main Exit	4.5078	7.9999	41.5341	173.8644	0
Cooling Water Inlet	93.4291	103.42	15.5622	65.3917	0
Cooling Water Exit	93.4291	103.42	40.5619	169.8861	0
Auxiliary Water Inlet	0	103.42	25	104.86	0
Diesel-1 [GAS]: GAS					
Outlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
Diesel-2 [GAS]: GAS					
Outlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
Diesel-3 [GAS]: GAS					
Outlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0

DISTR1 1 [SPLITR]: Splitter					
Inlet	5.8159	120	104.8082	439.3644	0
Primary Outlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Secondary Outlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
Tertiary Outlet	1.9386	120	104.8082	439.3644	0
DISTR1 2 [SPLITR]: Splitter					
Inlet	4.5078	400	41.5627	174.3295	0
Primary Outlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Secondary Outlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Tertiary Outlet	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
ECON1 [ECON]: Economizer					
Gas Inlet	7.57	101.335	290.7459	306.5537	0
Gas Outlet	7.57	101.335	161.2146	159.7207	0
Water Inlet	1.9386	3706.755	105.2277	443.7848	0
Water Outlet	1.9386	3706.755	234.4765	1011.4629	0
ECON2 [ECON]: Economizer					
Gas Inlet	7.57	101.335	290.6454	306.4379	0
Gas Outlet	7.57	101.335	161.1813	159.6836	0
Water Inlet	1.9386	3699.8691	105.2269	443.7765	0
Water Outlet	1.9386	3699.8691	234.4105	1011.1509	0
ECON3 [ECON]: Economizer					
Gas Inlet	7.57	101.325	290.6454	306.4379	0
Gas Outlet	7.57	101.325	161.1828	159.6853	0
Water Inlet	1.9386	3699.8691	105.2289	443.7848	0
Water Outlet	1.9386	3699.8691	234.4109	1011.1524	0
EVAP1 [EVAP]: Evaporator					
Gas Inlet	7.57	101.335	672.294	769.5384	1
Gas Outlet	7.57	101.335	290.7459	306.5537	0
Water Inlet	1.9386	3706.755	234.4765	1011.4629	0
Steam Outlet	1.9386	3706.755	245.8599	2801.4398	1
Blowdown Outlet	0	3706.755	245.8599	1065.73	0
EVAP2 [EVAP]: Evaporator					
Gas Inlet	7.57	101.335	672.27	769.5081	1
Gas Outlet	7.57	101.335	290.6454	306.4379	0
Water Inlet	1.9386	3699.8691	234.4105	1011.1509	0
Steam Outlet	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
Blowdown Outlet	0	3699.8691	245.7517	1065.2078	0
EVAP3 [EVAP]: Evaporator					
Gas Inlet	7.57	101.325	672.27	769.508	1
Gas Outlet	7.57	101.325	290.6454	306.4379	0
Water Inlet	1.9386	3699.8691	234.4109	1011.1524	0
Steam Outlet	1.9386	3699.8691	245.7517	2801.4608	1
Blowdown Outlet	0	3699.8691	245.7517	1065.2078	0
Exaustão 1 [EXH]: EXH					
Inlet	7.57	101.335	161.2146	159.7207	0
Exaustão 2 [EXH]: EXH					
Inlet	7.57	101.335	161.1813	159.6836	0
Exaustão 3 [EXH]: EXH					
Inlet	7.57	101.325	161.1828	159.6853	0
FPT 1 [FPTMOD]: FPT Modifier					
Inlet	62.87	800	25	105.5046	0
Outlet	62.8747	800	25	105.5046	0
FPT1 [FPTMOD]: FPT Modifier					
Inlet	62.87	800	25	105.5046	0
Outlet	62.8747	800	25	105.5046	0
FPT2 [FPTMOD]: FPT Modifier					
Inlet	62.87	800	25	105.5046	0
Outlet	62.8747	800	25	105.5046	0

GAS1 [GAS]: GAS					
Outlet	0.07	200	25	19.4807	1
GAS2 [GAS]: GAS					
Outlet	0.07	200	25	19.4807	1
GAS3 [GAS]: GAS					
Outlet	0.07	200	25	19.4807	1
Gerador 1 [GENRTR]: Generator					
Shaft 1	0	0	-273.15	0	0.5
Gerador 2 [GENRTR]: Generator					
Shaft 1	0	0	-273.15	0	0.5
Gerador 3 [GENRTR]: Generator					
Shaft 1	0	0	-273.15	0	0.5
GERADOR 4 [GENRTR]: Generator					
Shaft 1	0	0	-273.15	0	0.5
MIST 1 [MIXER]: Mixer					
Primary Inlet	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
Outlet	5.8159	3699.8691	434.9673	3301.135	1
Secondary Inlet	1.9386	3699.8691	434.9877	3301.1815	1
Tertiary Inlet	1.9386	3706.755	434.9705	3301.0427	1
MIST 2 [MIXER]: Mixer					
Primary Inlet	1.4876	400	81.9852	343.5288	0
Outlet	4.5078	400	81.9854	343.5294	0
Secondary Inlet	1.5326	400	81.9854	343.5294	0
Tertiary Inlet	1.4876	400	81.9855	343.5301	0
MRHI_1 [GTDATA]: Data Gas Turbine					
Inlet Air	7.1276	101.32	40	25.1451	1
Exhaust Gas Outlet	7.5	101.335	450	486.2495	1
Primary Fuel Inlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
Coolant Inlet	62.8747	800	25	105.5046	0
Coolant Outlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Shaft	0	0	-273.15	0	0.5
MRHI_2 [GTDATA]: Data Gas Turbine					
Inlet Air	7.1276	101.32	40	25.1451	1
Exhaust Gas Outlet	7.5	101.335	450	486.2495	1
Primary Fuel Inlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
Coolant Inlet	62.8747	800	25	105.5046	0
Coolant Outlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Shaft	0	0	-273.15	0	0.5
MRHI_3 [GTDATA]: Data Gas Turbine					
Inlet Air	7.1276	101.32	40	25.1451	1
Exhaust Gas Outlet	7.5	101.325	450	486.2495	1
Primary Fuel Inlet	0.3724	20699.9997	24.85	-169.0776	0
Coolant Inlet	62.8747	800	25	105.5046	0
Coolant Outlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Shaft	0	0	-273.15	0	0.5
OLEOINT1 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Hot Outlet	62.8747	800	49.8546	209.3269	0
Cold Inlet	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
Cold Outlet	1.5326	400	47.4692	199.0119	0
OLEOINT2 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Hot Outlet	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
Cold Inlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Cold Outlet	1.4876	400	47.4693	199.0122	0

OLEOINT3 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	62.8747	800	50	209.9346	0
Hot Outlet	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
Cold Inlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Cold Outlet	1.4876	400	47.4692	199.0117	0
QUEIM1 [BURNER]: Duct Burner					
Inlet	7.5	101.335	338.0802	355.8192	0
Exit	7.57	101.335	672.294	769.5384	1
Fuel Inlet	0.07	200	25	19.4807	1
QUEIM2 [BURNER]: Duct Burner					
Inlet	7.5	101.335	338.0536	355.7885	0
Exit	7.57	101.335	672.27	769.5081	1
Fuel Inlet	0.07	200	25	19.4807	1
QUEIM3 [BURNER]: Duct Burner					
Inlet	7.5	101.325	338.0535	355.7885	0
Exit	7.57	101.325	672.27	769.508	1
Fuel Inlet	0.07	200	25	19.4807	1
Retorno do Processo [SOURCE]: Source					
Outlet	1.1	200	50	209.4182	0
SINK1 [SINK]: Sink					
Inlet	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
SINK2 [SINK]: Sink					
Inlet	62.8747	800	49.8546	209.3269	0
SINK3 [SINK]: Sink					
Inlet	52.9	400	69.5391	291.3441	0
SINK4 [SINK]: Sink					
Inlet	52.9	400	69.5526	291.4009	0
SINK5 [SINK]: Sink					
Inlet	5.04	400	84.2593	353.0757	0
SINK6 [SINK]: Sink					
Inlet	5.04	400	84.4282	353.7852	0
SINK7 [SINK]: Sink					
Inlet	5.04	400	84.4282	353.7849	0
SINK8 [SINK]: Sink					
Inlet	52.9	400	69.5526	291.4009	0
SINK9 [SINK]: Sink					
Inlet	62.8747	800	49.8589	209.3448	0
SRC1 [SOURCE]: Source					
Outlet	62.87	800	25	105.5046	0
SRC2 [SOURCE]: Source					
Outlet	62.87	800	25	105.5046	0
SRC3 [SOURCE]: Source					
Outlet	52.9	400	70	293.2749	0
SRC4 [SOURCE]: Source					
Outlet	5.04	400	90	377.1962	0
SRC5 [SOURCE]: Source					
Outlet	52.9	400	70	293.2749	0
SRC6 [SOURCE]: Source					
Outlet	5.04	400	90	377.1962	0

SRC7 [SOURCE]: Source					
Outlet	5.04	400	90	377.1962	0
SRC8 [SOURCE]: Source					
Outlet	52.9	400	70	293.2749	0
SRC9 [SOURCE]: Source					
Outlet	62.87	800	25	105.5046	0
TANQUE REPOSIÇÃO [MAKEUP]: Makeup					
Outlet	0	103.42	25	104.86	0
TURBINA VAPOR [ST]: Steam Turbine					
Steam Inlet	5.8159	3699.8691	434.9673	3301.135	1
Main Outlet	4.5078	7.9999	41.5341	2339.6289	0.9012
Third Extraction	1.0121	699.9746	254.4996	2963.6652	1
Fourth Extraction	0.296	199.9913	142.612	2753.2432	1
Expansion Line End	4.5078	7.9999	41.5341	2339.6289	0.9012
Second Shaft	0	0	-273.15	0	0.5
VALV1 [PIPVLV]: Valve					
Inlet	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
Outlet	1.5326	400	41.5627	174.3295	0
VALV2 [PIPVLV]: Valve					
Inlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Outlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
VALV3 [PIPVLV]: Valve					
Inlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
Outlet	1.4876	400	41.5627	174.3295	0
VALVULAS1 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	5.04	400	90	377.1962	0
Hot Outlet	5.04	400	84.2593	353.0757	0
Cold Inlet	1.5326	400	63.2464	264.9959	0
Cold Outlet	1.5326	400	81.9854	343.5294	0
VALVULAS2 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	5.04	400	90	377.1962	0
Hot Outlet	5.04	400	84.4282	353.7852	0
Cold Inlet	1.4876	400	63.2462	264.9952	0
Cold Outlet	1.4876	400	81.9852	343.5288	0
VALVULAS3 [HEATX]: General Heat Exchanger					
Hot Inlet	5.04	400	90	377.1962	0
Hot Outlet	5.04	400	84.4282	353.7849	0
Cold Inlet	1.4876	400	63.2464	264.9958	0
Cold Outlet	1.4876	400	81.9855	343.5301	0
VAPOR - PROCESSO [SINK]: Sink					
Inlet	1.1	699.9746	164.9544	2761.9916	1

APENDICE B

Cálculo dos Custos – EES e PLANILHAS

File: Estimativa dos custos.EES EES Ver. 10.836: #3210: For use only by students and faculty in Mechanical Engineering, PUC Minas, Brazil 27/04/2023 16:55:26 Page 1

----- Cálculo dos Custos dos Equipamentos -----
 -----"

"Fator de Correção de Preços de Equipamentos Industriais (2023)"
 $FC_{2004_2023} = 162/100$
 $FC_{1998_2023} = 173/100$

"Cotação do Dolar em 30/12/2022"
 $Dolar_{2023} = 5,22$

$P_0 = 101,32$ [kPa]
 $P_1 = 3700$ [kPa]
 $P_{COND} = 100$ [kPa]
 $P_{TC} = 400$ [kPa]
 $A_{ECO} = 138,65$ [m²]
 $A_{EVAP} = 465,87$ [m²]
 $A_{SA} = 575,4$ [m²]
 $A_{COND} = 450,18$ [m²]
 $A_{TC_Oleo} = 14,28$ [m²]
 $A_{TC_Camisas} = 14,32$ [m²]
 $A_{TC_Valvulas} = 16,32$ [m²]

$W_{dot_turbina} = 4838,32$ [kW]
 $W_{dot_bomba} = 8,55$ [kW]
 $W_{dot_bombaAtemp} = 0,07$ [kW]

File: Estimativa dos custos.EES EES Ver. 10.836: #3210: For use only by students and faculty in Mechanical Engineering, PUC Minas, Brazil 27/04/2023 16:55:26 Page 2

$W_{dot_bombaRecir} = 2,09$ [kW]

----- Custos dos Trocadores de Calor -----
 -----"

"Componente 1 - Economizador"
 $F_{p_1} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; p_{HE}; 'F_{p_HE}'; p_{HE} = (P_1 - P_0) * \text{convert}(\text{kPa}; \text{bar})))$
 $F_{M_1} = 1$
 $F_{BM_1} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; F_{p_FM_HE}; 'F_{BM_HE}'; F_{p_FM_HE} = F_{M_1} * F_{p_1}))$
 $C_{BM_1} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; 'ShellandTube'; 'C_{p_ShellandTube}'; 'ShellandTube = A_{ECO}')) * F_{BM_1}$
 $Custo_1 = C_{BM_1} * Dolar_{2023} * FC_{2004_2023}$
 $\{Custo_ \% T_1 / 100 = Custo_1 / Custo_INST\}$

"Componente 2 - Evaporador"
 $F_{p_2} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; p_{HE}; 'F_{p_HE}'; p_{HE} = (P_1 - P_0) * \text{convert}(\text{kPa}; \text{bar})))$
 $F_{M_2} = 1$
 $F_{BM_2} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; F_{p_FM_HE}; 'F_{BM_HE}'; F_{p_FM_HE} = F_{M_2} * F_{p_2}))$
 $C_{BM_2} = (\text{interpolate}('PCost'; 'STHEx-Area'; 'STHEx-Purchased'; 'STHEx-Area = A_{EVAP}')) * F_{BM_2}$
 $Custo_2 = C_{BM_2} * Dolar_{2023} * FC_{1998_2023}$
 $\{Custo_ \% T_2 / 100 = Custo_2 / Custo_INST\}$

"Componente 3 - Superaquecedor"
 $F_{p_3} = (\text{interpolate}('PCI-2004'; p_{HE}; 'F_{p_HE}'; p_{HE} = (P_1 - P_0) * \text{convert}(\text{kPa}; \text{bar})))$


```

F_M_3 = 1
F_BM_3 = (interpolate("PCI-2004";'FpxFM_HE';'F_BM_HE';FpxFM_HE=F_M_3*F_p_3))
C_BM_3 = (interpolate("PCI-2004";'ShellandTube';'C_p_ShellandTube';ShellandTube=A_SA))*
F_BM_3
Custo_3 = C_BM_3*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_1/100 = Custo_1/Custo_INST}

"Componente 4 - Condensador" {Ref: Condensador}
F_p_4 = (interpolate("PCI-2004";'p_HE';'F_p_HE';p_HE=(P_COND)*convert(kPa;bar)))
F_M_4 = 1
F_BM_4 = (interpolate("PCI-2004";'FpxFM_HE';'F_BM_HE';FpxFM_HE=F_M_4*F_p_4))
C_BM_4 = (interpolate("PCost";'STHEx-Area';'STHEx-Purchased';STHEx-Area=A_COND))*
F_BM_4
Custo_4 = C_BM_4*Dolar_2023*FC_1998_2023
{Custo_%T_9/100 = Custo_9/Custo_INST}

"Componente 5 - TC_Oleo"
F_p_5 = (interpolate("PCI-2004";'p_HE';'F_p_HE';p_HE=(P_TC-P_0)*convert(kPa;bar)))
F_M_5 = 1
F_BM_5 = (interpolate("PCI-2004";'FpxFM_HE';'F_BM_HE';FpxFM_HE=F_M_5*F_p_5))
C_BM_5 = (interpolate("PCI-2004";'ShellandTube';'C_p_ShellandTube';ShellandTube=A_TC_Oleo)
)*F_BM_5
Custo_5 = C_BM_5*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_1/100 = Custo_1/Custo_INST}

```

```

"Componente 6 - TC_Camisas"
F_p_6 = (interpolate("PCI-2004";'p_HE';'F_p_HE';p_HE=(P_TC-P_0)*convert(kPa;bar)))
F_M_6 = 1
F_BM_6 = (interpolate("PCI-2004";'FpxFM_HE';'F_BM_HE';FpxFM_HE=F_M_6*F_p_6))
C_BM_6 = (interpolate("PCI-2004";'ShellandTube';'C_p_ShellandTube';ShellandTube=
A_TC_Camisas))*F_BM_6
Custo_6 = C_BM_6*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_1/100 = Custo_1/Custo_INST}

"Componente 7 - TC_Valvulas"
F_p_7 = (interpolate("PCI-2004";'p_HE';'F_p_HE';p_HE=(P_TC-P_0)*convert(kPa;bar)))
F_M_7 = 1
F_BM_7 = (interpolate("PCI-2004";'FpxFM_HE';'F_BM_HE';FpxFM_HE=F_M_7*F_p_7))
C_BM_7 = (interpolate("PCI-2004";'ShellandTube';'C_p_ShellandTube';ShellandTube=
A_TC_Valvulas))*F_BM_7
Custo_7 = C_BM_7*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_1/100 = Custo_1/Custo_INST}

"Componente 8 - Turbina"
F_BM_8 = 1
C_BM_8 = (interpolate("PCI-2004";'W_dot_turb';'Steamturbines(noncondensing)';W_dot_turb =
W_dot_turbina))*F_BM_8
Custo_8 = C_BM_8*Dolar_2023
{Custo_%T_4/100 = Custo_4/Custo_INST}

```

"Componente 9 - Bomba de água de alimentação de caldeira"

```

F_p_9= (interpolate('PCI-2004';'p_Pump';'F_p_Pump';p_Pump=(P_1)*convert(kPa;bar)))
F_M_9 = 1
F_BM_9= (interpolate('PCI-2004';'FpFM_Pump';'F_BM_Pump';FpFM_Pump=F_M_9*F_p_9))
C_BM_9 = (interpolate('PCI-2004';'Pump-Power';'C_p_Pump';Pump-Power = W_dot_bomba))*
F_BM_9
Custo_9 = C_BM_9*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_6/100 = Custo_6/Custo_INST}

```

"Componente 10 - Bomba de água de atemperação"

```

F_p_10= (interpolate('PCI-2004';'p_Pump';'F_p_Pump';p_Pump=(P_1)*convert(kPa;bar)))
F_M_10 = 1
F_BM_10= (interpolate('PCI-2004';'FpFM_Pump';'F_BM_Pump';FpFM_Pump=F_M_10*F_p_10)
)
C_BM_10 = (interpolate('PCI-2004';'Pump-Power';'C_p_Pump';Pump-Power = W_dot_bombaAtemp))*F_BM_10
Custo_10 = C_BM_10*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_6/100 = Custo_6/Custo_INST}

```

"Componente 11 - Bomba de água de recirculação"

```

F_p_11= (interpolate('PCI-2004';'p_Pump';'F_p_Pump';p_Pump=(P_1)*convert(kPa;bar)))
F_M_11 = 1
F_BM_11= (interpolate('PCI-2004';'FpFM_Pump';'F_BM_Pump';FpFM_Pump=F_M_11*F_p_11)
)
C_BM_11 = (interpolate('PCI-2004';'Pump-Power';'C_p_Pump';Pump-Power = W_

```

```

dot_bombaRecir))*F_BM_11
Custo_11 = C_BM_11*Dolar_2023*FC_2004_2023
{Custo_%T_6/100 = Custo_6/Custo_INST}

```

"Custos Total dos Equipamentos"

```

C_TBM = 3*(Custo_1+Custo_2+Custo_3+Custo_5+Custo_6+Custo_7+Custo_9) + Custo_4 +
Custo_8 + Custo_10 + Custo_11

```

"Custo Total do Modulo"

```

C_TM = C_TBM*1,18
Custo_INST = C_TM*1,3

```

"Custo de Geração"

```

Custo_INV = Custo_INST/W_dot_turbina
h_op = 8760*11/12 "Horas de operação"
TJLP = 7,37 [%] "Taxa de juros a longo prazo Fonte: site do Banco Central (Janeiro/2023)"
VU = 20 [year] "Vida útil da usina"
Custo_OM = 0,02*Dolar_2023 "Custo de operação e manutenção Fonte: ICF 2015"
FA = (TJLP/100[%])*((1+TJLP/100[%])^VU) / ((1+TJLP/100[%])^VU-1) "Fator de Amortização"
Custo_GERAÇÃO = Custo_INV*FA/h_op+Custo_OM "R$/kWh"

```

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

Acordo = 450,2 [m³]
 Atc/Geracao = 14,32 [m³]
 Custos = 72420 [\$]

Atc = 138,7 [m³]
 Atc/Geracao = 14,28 [m³]
 Custos = 20548 [\$]

Atc = 455,9 [m³]
 Atc/Geracao = 16,32 [m³]
 Custos = 1,798E+06 [\$]

Ata = 575,4 [m³]
 Custos = 504517 [\$]
 Custos = 1,332E+06 [\$]

File:Estimativa dos custos.EES EES Ver. 10.836: #3210: For use only by students and faculty in Mechanical Engineering, PUC Minas, Brazil 27/04/2023 16:55:26 Page 7

Custon = 1,708E+06 [\$]
 Custon = 1,229E+06
 Custonv = 5246 [\$ /kW]
 CIMA11 = 24425
 CIMA5 = 18203 [\$]
 CIMA9 = 40061 [\$]
 FA = 0,09712 [year]
 FIM10 = 4,884
 FIM4 = 3,108 [-]
 FIM5 = 1
 FIM11 = 1
 FIM8 = 1
 Fp,1 = 1,056 [-]
 Fp,3 = 1,056 [-]
 Fp,7 = 1,035 [-]
 P1 = 3700 [kPa]
 VU = 20 [year]
 Wturbine = 4838 [kW]

Custon = 153930 [\$]
 Custon = 338769 [\$]
 Custonv = 0,1044 [\$ /kW]
 CIMA2 = 199107 [\$]
 CIMA6 = 18256 [\$]
 CIMA = 1,655E+07
 FOC1004,2023 = 1,73
 FIM11 = 4,884
 FIM5 = 3,164 [-]
 FIM6 = 4,884 [-]
 FIM2 = 1 [-]
 FIM3 = 1 [-]
 FIM6 = 1 [-]
 Fp,10 = 1,897
 Fp,4 = 1
 Fp,8 = 1,897 [-]
 PCOND = 100 [kPa]
 Wtenda = 8,55 [kW]

Custon = 154378 [\$]
 Custogeneracao = 0,1679 [\$ /kW]
 CIMA1 = 59673 [\$]
 CIMA2 = 157481 [\$]
 CIMA7 = 19230 [\$]
 CIMA = 1,953E+07
 FOC1004,2023 = 1,62
 FIM2 = 3,202 [-]
 FIM5 = 3,164 [-]
 FIM1 = 1 [-]
 FIM3 = 1 [-]
 FIM7 = 1 [-]
 Fp,11 = 1,897
 Fp,5 = 1,035
 Psp = 8030 [Pa]
 P10 = 400 [kPa]
 WtendaTemp = 0,07 [kW]

Custon = 162619 [\$]
 Custonv = 2,538E+07 [\$]
 CIMA10 = 8564
 CIMA4 = 189114 [\$]
 CIMA8 = 235377
 Dolar1003 = 5,22
 FIM1 = 3,202 [-]
 FIM3 = 3,202 [-]
 FIM7 = 3,164 [-]
 FIM10 = 1
 FIM4 = 1
 FIM8 = 1 [-]
 Fp,2 = 1,056 [-]
 Fp,6 = 1,035 [-]
 P0 = 101,3 [kPa]
 TULP = 7,37 [%]
 WtendaTemp = 2,09 [kW]

9 potential unit problems were detected.

KEY VARIABLES

AECO = 138,7 [m³]
 AENAP = 465,9 [m³]
 ASA = 575,4 [m³]
 Custon1 = 504617 [\$]
 Custon2 = 1,798E+06 [\$]
 Custon3 = 1,332E+06 [\$]

Custo de Geração Atual da CTE

Diesel - junho/23	4,85	R\$/litro	sem ICMS
Descrição	1 MCI	2 MCI	3 MCI
HT/mês	730	730	730
Geração (MWh)	4.672	9.344	14.016
Consumo em litros	1.193.253	2.386.506	3.579.759
Combustível Diesel (R\$)	5.787.276	11.574.553	17.361.829
Mão de Obra (R\$)	76.452	76.452	76.452
Manutenção (R\$)	36.500	73.000	109.500
Custo Total (R\$)	5.900.228	11.724.005	17.547.781
R\$ /MWh	1.263	1.255	1.252
Custo medio - R\$/MWh	<u>1.256,53</u>		