

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES
Centro Tecnológico
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Dimensionamento e Análise de um Sistema Experimental
para Recuperação de Calor Residual e Condicionamento
de Ar para um Motor de Combustão Interna de Grande
Porte**

Bruno Muniz de Freitas Miotto

Vitória-ES

2021

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES
Centro Tecnológico
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Dimensionamento e Análise de um Sistema Experimental
para Recuperação de Calor Residual e Condicionamento
de Ar para um Motor de Combustão Interna de Grande
Porte**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Bruno Muniz de Freitas Miotto

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Coorientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli

Vitória-ES
2021



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE UM SISTEMA EXPERIMENTAL PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL E CONDICIONAMENTO DE AR PARA UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE GRANDE PORTE

BRUNO MUNIZ DE FREITAS MIOTTO

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
Orientador (PPGEM/UFES)

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Coorientador (UFES)

Prof^ª. Dr^ª. Carla César Martins Cunha
Examinadora Externa (PPGES/UFES)

Prof. Dr. Leonardo Rodrigues de Araújo
Examinador Externo (UFES)

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini
Examinador Externo (UNIFEI)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 27 de fevereiro de 2021.

ASSINATURAS (5)

Documento original assinado eletronicamente, conforme MP 2200-2/2001, art. 10, § 2º, por:

JOSÉ JOAQUIM CONCEIÇÃO SOARES SANTOS

CIDADÃO
assinado em 18/03/2021 11:12:38 -03:00

JOÃO LUIZ MARCON DONATELLI

CIDADÃO
assinado em 18/03/2021 10:47:49 -03:00

OSVALDO JOSÉ VENTURINI

CIDADÃO
assinado em 18/03/2021 18:47:00 -03:00

CARLA CESAR MARTINS CUNHA

CIDADÃO
assinado em 23/03/2021 21:07:08 -03:00

LEONARDO RODRIGUES DE ARAUJO

CIDADÃO
assinado em 19/03/2021 17:22:55 -03:00



INFORMAÇÕES DO DOCUMENTO

Documento capturado em 23/03/2021 21:07:09 (HORÁRIO DE BRASÍLIA - UTC-3)
por ANDRÉIA GUZI EYNG (CIDADÃO)
Valor Legal: ORIGINAL | Natureza: DOCUMENTO NATO-DIGITAL

A disponibilidade do documento pode ser conferida pelo link: <https://e-docs.es.gov.br/d/2021-Z12XKK>

Dedico esse trabalho à minha família, principalmente aos meus pais, que me apoiaram durante essa caminhada.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à minha família, por ter me apoiado e feito diversos sacrifícios para me ajudar a concluir mais uma etapa nesta difícil jornada.

Ao orientador Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos e ao coorientador Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, por todo o suporte e orientação proporcionados para o desenvolvimento desta dissertação.

À coordenadora do projeto CRATOS Prof. Dra. Carla César Martins Cunha e a todos os outros integrantes, agradeço por todo o ensinamento e momentos que tivemos juntos.

Aos professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFES, pelo profissionalismo e dedicação que ajudaram na elaboração desta dissertação, e aos amigos participantes deste programa que caminharam lado a lado comigo durante esta época difícil, em especial ao Eduardo Spalenza e André Chun.

Agradeço também à empresa TEVISA S.A. por todo apoio financeiro ao projeto CRATOS e por me fornecer a oportunidade de participar de congressos.

À CAPES pelo apoio financeiro essencial para a elaboração do trabalho.

“O lugar que ocupamos é menos importante do que aquele para o qual nos dirigimos.”

Liev Tolstói

Resumo

Centrais termelétricas com motores de combustão interna (MCI) representam uma parcela significativa na geração de energia elétrica para a matriz brasileira. A maior parte dessas usinas operam em regiões de clima quente e úmido, influenciando negativamente o desempenho dos motores. Por isso, torna-se interessante analisar investimentos em sistemas térmicos para o condicionamento do ar de admissão do motor, prevenindo a operação do motor com *derating* (potência reduzida). Além disso, como a maior parte destas termelétricas foram projetadas com estruturas simples para operar com contratos de disponibilidade, para dar suporte a matriz energética brasileira, a oportunidade para a instalação de um sistema de recuperação de calor residual (nos gases de exaustão ou na água de resfriamento) surge com o aumento das horas de despacho, devido à redução do preço do gás natural e a períodos de seca. Logo, pode-se projetar um sistema térmico no qual um *chiller* por absorção, alimentado por calor residual do MCI, produz água gelada para o condicionamento do ar de combustão e, se possível, para auxiliar a dissipação de calor do motor. Entretanto, devido às diversas configurações existentes para este sistema térmico, é necessário um estudo para determinar a melhor opção, tanto financeiramente quanto tecnicamente. Assim, este trabalho tem como objetivo analisar, dimensionar e comparar duas configurações de um sistema térmico experimental para recuperação de calor residual e condicionamento do ar de combustão de um MCI de grande porte, efetuando um estudo de viabilidade econômica para cada configuração, baseado em propostas comerciais reais. Um motor de combustão interna Wäertsilä 20V34SG, turboalimentado de potência de eixo nominal de 9 MW, da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM) em Linhares, Espírito Santo, é utilizado como estudo de caso. Uma modelagem do motor acoplado ao sistema térmico é desenvolvido em Python, baseado em informações de catálogo do balanço de massa e energia de um motor Wäertsilä, e também em resultados de simulações de um modelo transiente do motor no *software* GT-Power. O dimensionamento dos trocadores de calor, da torre de resfriamento e do *chiller* por absorção são baseados em um histórico de dados ambientais de 26 meses, extraídos de uma estação meteorológica próxima à usina. Os resultados mostram que a configuração que utiliza água de torre de resfriamento para auxiliar o radiador, ao invés de água gelada, possui maior retorno econômico. Porém, como consequência, a maior temperatura da água de resfriamento que volta ao motor deve aumentar a temperatura do ar no coletor, o que pode limitar a eficiência do motor e aumentar a probabilidade de *knocking*.

Palavras-chaves: *Chiller* por Absorção. Condicionamento do Ar de Admissão. Motor de Combustão Interna. Recuperação de Calor Residual.

Abstract

Thermoelectric plants with Internal Combustion Engine (ICE) are a significant part of the Brazilian electricity generation. Most of these plants are installed in hot and humid regions, affecting engine performance negatively. Thus, it is interesting to analyse investment alternatives for intake air conditioning, in order to prevent load reduction (derating). Besides that, since most of these power plants are expected to dispatch sporadically, as peaking power plants, they were designed and built focusing on low investment cost, at the expense of its efficiency. Therefore, with these plants dispatching continuously due to a reduction in natural gas price and increasing draughts, opportunities for investments to install Waste Heat Recovery (WHR) systems to increase plant efficiency are surging. Therefore, a thermal system composed by an absorption chiller, fed by the engine residual heat, can produce cold water to condition intake air and, if possible, to provide further cooling to the engine cooling water, after the radiator. However, many configurations can be designed to accomplish this goal, thus a study must be done to determine the most viable option amongst them, financially and thermodynamically. This work aims to analyse, size and compare two configurations of a Waste Heat Recovery (WHR) thermal system for intake air conditioning purposes of a large ICE, with an economic feasibility study for each configuration based on real commercial proposals. A turbocharged internal combustion engine, model Wärtsilä 20V34SG, with 9 MW rated shaft power, installed at the Thermoelectric Power Plant Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM), in Linhares, Espírito Santo, is used as case study. A modelling of the thermal system integrated with engine is developed in Python, based on mass and energy balance from the Wärtsilä brochure and on a transient model developed separately in the GT-Power software, which also defines the maximum allowed engine's power output. Heat exchanger, cooling tower and absorption chiller sizing are based on a period of 26 months considering distinct weather conditions which are extracted from a weather station's record near the thermoelectric plant. Results showed that the configuration with cooling tower water aiding radiator cooling instead of cold water is the best financial option in every economic feasibility indicator. Nevertheless, as consequence, higher engine cooling water temperature should increase charge air temperature, possibly reducing engine efficiency and possibly increasing knocking occurrence.

Key-words: Absorption Chiller. Intake Air Conditioning. Internal Combustion Engine. Waste Heat Recovery.

Lista de Figuras

Figura 1 – Balanço de energia para um motor de combustão interna turboalimentado	21
Figura 2 – Efeito da temperatura do ar no consumo específico de combustível do motor	26
Figura 3 – Efeito da temperatura do ar e da umidade na potência de eixo do motor	27
Figura 4 – Vista aérea da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM)	34
Figura 5 – Localização geográfica da UTE LORM no município de Linhares, ES	35
Figura 6 – Motor Wärtsilä 20V34SG	36
Figura 7 – Curva de eficiência do gerador AvK modelo DIG 167g/10	36
Figura 8 – Representação dos equipamentos dos sistemas auxiliares do motor 20V34SG	37
Figura 9 – Representação do sistema de admissão de ar do motor 20V34SG	38
Figura 10 – Representação do sistema de exaustão de gases do motor 20V34SG	38
Figura 11 – Representação da válvula wastegate no sistema de exaustão de gases do motor	39
Figura 12 – Representação da faixa de operação ideal do motor 20V34SG	39
Figura 13 – Representação do motor 20V34SG e dos principais sistemas auxiliares	41
Figura 14 – Sistema térmico com chiller por absorção usando água de resfriamento do motor com aquecimento complementar pelos gases de exaustão	44
Figura 15 – Sistema térmico com <i>chiller</i> por absorção usando água quente produzida em um trocador de calor no sistema de exaustão de gases do motor	45
Figura 16 – Sistema térmico com <i>chiller</i> por absorção usando água de resfriamento do motor	46
Figura 17 – Sistema térmico com <i>chiller</i> por absorção usando gases de exaustão do motor	47
Figura 18 – Sistema térmico com <i>chiller</i> por absorção usando água quente e utilizando água da torre de resfriamento para auxiliar o radiador do motor	48
Figura 19 – Pressão máxima nos cilindros do motor em função da pressão média efetiva (BMEP), com ar de entrada a 12,5°C e 100% de UR	50
Figura 20 – Vazão mássica na válvula wastegate em função da pressão média efetiva (BMEP), com ar de entrada a 12,5°C e 100% de UR	51
Figura 21 – Dimensões da casa de filtro de uma unidade geradora	56
Figura 22 – Esquema com os parâmetros geométricos da serpentina	57
Figura 23 – Vazão volumétrica da água no radiador, com a válvula três vias completamente fechada	61
Figura 24 – Esquema representativo do controle do sistema de resfriamento do motor	62

Figura 25 – Comparação das rotações dos ventiladores do radiador, com parâmetros corrigidos e de fabricante, no dia 01/05/2019	64
Figura 26 – Diagrama dos fluxos do <i>Charge Air Cooler</i>	66
Figura 27 – Modelo de trocador de calor similar ao <i>Charge Air Cooler</i>	66
Figura 28 – <i>Charge Air Cooler</i> de uma unidade geradora da UTE LORM	67
Figura 29 – Representação de uma célula unitária do CAC	69
Figura 30 – (a) Aleta contínua de tubos em arranjo escalonado (b) Menor segmento representativo da aleta	73
Figura 31 – Representação de um tubo com aleta circular	74
Figura 32 – Comparação entre modelagem do CAC e equipamento real - Temperatura de saída do ar	77
Figura 33 – Média da pressão máxima dos cilindros em função da temperatura do ar saturado na saída da serpentina e de ΔTCA	78
Figura 34 – Curvas de desempenho do <i>chiller</i> por absorção Broad modelo BDH	80
Figura 35 – Desenho representativo de uma torre de resfriamento	82
Figura 36 – Representação de uma célula unitária do TCA	84
Figura 37 – Esquema e correlações do trocador de calor de recuperação	90
Figura 38 – Efetividade do trocador de calor de fluxo cruzado não misturado	92
Figura 39 – Demanda horária de água gelada na serpentina para um histórico de 26 meses	95
Figura 40 – Frequência acumulada da capacidade do <i>chiller</i> para atender a demanda da serpentina em um histórico de 26 meses	96
Figura 41 – Demanda horária de água gelada no trocador de calor auxiliar ao radiador para um histórico de 26 meses	97
Figura 42 – Demanda horária de água gelada do sistema térmico para um histórico de 26 meses	98
Figura 43 – Frequência acumulada da capacidade do <i>chiller</i> para atender a demanda de água gelada total em um histórico de 26 meses	99
Figura 44 – Energia economizada nos ventiladores do radiador (MWh) em função da capacidade do <i>chiller</i> em um histórico de 26 meses	99
Figura 45 – Custo específico da energia economizada nos ventiladores do radiador (\$/kWh) em função da capacidade do <i>chiller</i> em um histórico de 26 meses	101
Figura 46 – Esquema do trocador de calor auxiliar ao radiador.	108
Figura 47 – Consumo específico de combustível em função da temperatura do ar de admissão do motor e do BMEP.	116
Figura 48 – Consumo específico de combustível em função da diferença de temperatura do ar no coletor com a temperatura de orvalho e do BMEP	117
Figura 49 – Representação gráfica do fluxo de caixa do sistema térmico original.	118
Figura 50 – Representação gráfica do fluxo de caixa do sistema térmico alternativo.	119

Figura 51 – Sensibilidade do Valor Presente Líquido em função do CVU	122
Figura 52 – Sensibilidade do <i>Payback</i> Descontado em função do CVU	122
Figura 53 – Sensibilidade do Taxa Interna de Retorno em função do CVU	123
Figura 54 – Sensibilidade do Custo Total de Investimento em função do CVU . . .	123

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Resultado das simulações no GT-Power para ar saturado a 12,5°C na admissão do turbocompressor	51
Tabela 2 – Balanço de energia no motor Wärtsilä 20V34SG.	59
Tabela 3 – Parâmetros de projeto para modelagem do radiador.	61
Tabela 4 – Parâmetros corrigidos para modelagem do radiador.	64
Tabela 5 – Dimensões do <i>Charge Air Cooler</i>	67
Tabela 6 – Coeficientes para a correlação do <i>derating</i> do <i>chiller</i> por absorção Broad modelo BDH.	81
Tabela 7 – Composição molar do gás natural e do ar seco.	88
Tabela 8 – Parâmetros de projeto da serpentina.	102
Tabela 9 – Dimensões físicas da serpentina de resfriamento e desumidificação.	102
Tabela 10 – Parâmetros de projeto e modelo da torre de resfriamento da configuração original.	104
Tabela 11 – Parâmetros de projeto e modelo da torre de resfriamento da configuração alternativa.	106
Tabela 12 – Especificação do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.	108
Tabela 13 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.	109
Tabela 14 – Especificação do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração alternativa.	109
Tabela 15 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração alternativa.	110
Tabela 16 – Especificação para o trocador de calor de recuperação (TCR) para a configuração original.	111
Tabela 17 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.	111
Tabela 18 – Especificação para o trocador de calor de recuperação (TCR) para a configuração alternativa.	112
Tabela 19 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.	112
Tabela 20 – Benefícios médios por hora de cada configuração do sistema térmico experimental.	114
Tabela 21 – Perda de carga, vazão e potência estimada das bombas de cada circuito do sistema térmico experimental com configuração original.	115

Tabela 22 – Perda de carga, vazão e potência estimada das bombas de cada circuito do sistema térmico experimental com configuração alternativa.	115
Tabela 23 – Tarifas do gás natural da BR Distribuidora para o setor termelétrico. .	117
Tabela 24 – Parâmetros utilizados para a análise de viabilidade econômica.	118
Tabela 25 – Fluxo de caixa do sistema térmico original.	119
Tabela 26 – Fluxo de caixa do sistema térmico alternativo.	120
Tabela 27 – Indicadores de viabilidade econômica das duas configurações do sistema térmico.	120

Lista de Símbolos

Maiúsculas

A	Área
C	Capacidade Térmica
M	Massa Molar
P	Pressão
\dot{Q}	Calor
T	Temperatura
U	Coefficiente Global de Transferência de Calor
\dot{V}	Vazão Volumétrica
V	Velocidade
Y	Fração Molar
W	Trabalho

Minúsculas

d	Diâmetro
h	Entalpia
k	Condutividade Térmica
Q	Vazão Mássica
r	Raio
w	Umidade Absoluta

Subescritos

<i>AG</i>	Água Gelada
<i>AgR</i>	Água da Torre de Resfriamento
<i>agua</i>	Água
<i>AQ</i>	Água Quente
<i>amb</i>	Condição Ambiente
<i>ar</i>	Fluxo da Ar
<i>bloco</i>	Bloco do Motor
<i>c</i>	Frio
<i>CA</i>	Ar no Coletor
<i>comp</i>	Compressor
<i>cond</i>	Condensado
<i>corr</i>	Corrigido
<i>e</i>	Entrada
<i>eixo</i>	Eixo do Motor
<i>ext</i>	Externo
<i>gases</i>	Gases de Escapamento
<i>GN</i>	Combustível - Gás Natural
<i>int</i>	Interno
<i>hot</i>	Quente
<i>loc</i>	Óleo Lubrificante
<i>m</i>	Média
<i>nom</i>	Nominal
<i>proj</i>	Projeto
<i>rad</i>	Radiador do Motor
<i>rc</i>	Radiação e Convecção

s	Saída
sat	Saturação
sm	Superfície Molhada
SR	Serpentina de Resfriamento e Desumidificação
t	Tubos
TR	Torre de Resfriamento
$turb$	Turbina
$wall$	Parede
wg	Válvula <i>Wastegate</i>

Gregas

δ	Espessura
Δ	Variação
ε	Efetividade de um Trocador de Calor
η	Eficiência
μ	Viscosidade
ρ	Massa Específica

Lista de Abreviaturas

BMEP	<i>Break Mean Effective Pressure</i>
CAC	<i>Charge Air Cooler</i>
COP	Coefficiente de Performance do <i>chiller</i>
c_p	Calor Específico a Pressão Constante
d_i	Diâmetro Interno
d_o	Diâmetro Externo
G_{TR}	Vazão de Ar Seco da Torre de Resfriamento
HT	Circuito de Alta Temperatura (<i>High Temperature</i>)
LT	Circuito de Baixa Temperatura (<i>Low Temperature</i>)
L_{TR}	Vazão de Água da Torre de Resfriamento
MCI	Motores de Combustão Interna
NTU	Número de Unidades de Transferência
Pr	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
St	Número de Stanton
TCA	Trocador de Calor Auxiliar ao Radiador
TCR	Trocador de Calor de Recuperação de Calor
TE120	Temperatura da Água na Saída do Radiador
TIR	Taxa Interna de Retorno
VPL	Valor Presente Líquido
WOIS	<i>Wärtsilä Operational Interface System</i>

Sumário

1	Introdução	19
1.1	Motivação	21
1.2	Objetivo e Alcance	23
1.3	Estrutura da Dissertação	23
2	Revisão Bibliográfica	25
3	Materiais e Métodos	34
3.1	Descrição da Central Termelétrica	34
3.2	Definição da Configuração do Sistema Térmico	42
3.3	Modelagem do Motor de Combustão Interna	49
3.4	Modelagens da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação	52
3.5	Modelagem do Sistema de Resfriamento do motor Wärtsilä 20V34SG	59
3.6	Modelagem para Desempenho <i>Off-Design</i> do <i>Charge Air Cooler</i>	65
3.7	Modelagem para Desempenho <i>Off-Design</i> do <i>Chiller</i> por Absorção	78
3.8	Modelagem da Torre de Resfriamento	82
3.9	Modelagem do Trocador de Calor Auxiliar ao Radiador	84
3.10	Modelagem dos Trocadores de Calor de Recuperação de Calor dos Gases de Exaustão	88
4	Resultados e Discussões	94
4.1	Estudo de Carga Térmica do Sistema	94
4.2	Dimensionamento dos Equipamentos para Engenharia Básica do Sistema Térmico	101
4.2.1	Dimensionamento da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação	101
4.2.2	Dimensionamento da Torre de Resfriamento	103
4.2.3	Dimensionamento do Trocador de Calor Auxiliar	106
4.2.4	Dimensionamento do Trocador de Calor de Recuperação	110
4.3	Viabilidade Econômica do Sistema Térmico Experimental	112
5	Considerações Finais	126
	Referências	131

1 Introdução

No Brasil, a maior parte das usinas termelétricas a motores de combustão interna (MCI) operam em regiões de clima tropical, ficando sujeitas a altas temperaturas e umidade excessiva durante a maior parte do ano. Apesar de aproximadamente 60% da produção de energia elétrica ser proveniente de usinas hidrelétricas, as usinas termelétricas ainda representam uma parcela significativa da geração com cerca de 26% ([EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020](#)).

Ainda mais, o Sistema Isolado, denominação dada ao sistema elétrico que não esteja ligado ao Sistema Interligado Nacional (SIN) em sua configuração normal ([EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2021](#)), é formado normalmente por grupos geradores baseados em MCI, com diversas unidades geradoras operando em paralelo para fornecer energia a determinada região isolada por questões de obstáculos naturais e barreiras logísticas ([WILKE, 2015](#)). Atualmente, existem 212 localidades isoladas no Brasil, com grande maioria na região Norte, nos estados de Rondônia, Acre, Amazonas, Roraima, Amapá e Pará ([OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO, 2021](#)). Portanto, a geração termelétrica é uma importante tecnologia de geração de energia elétrica em algumas regiões mais úmidas e quentes do Brasil, como no estado do Amazonas, onde cerca de 86% da energia elétrica produzida provem de termelétricas a gás natural ou óleo diesel ([EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020](#)).

Apesar dos motores de combustão interna não serem afetados tão severamente por condições climáticas extremas no seu desempenho quando comparados a turbinas a gás, MCI ainda apresentam limitações de desempenho e maior probabilidade de problemas de segurança quando funcionam em condições de altas temperaturas e umidade, em relação ao desempenho obtido nas condições de referência ISO ([SANTOIANI, 2015](#)).

Os efeitos do estado do ar ambiente na performance de motores podem ser observados até mesmo ao comparar a operação diurna e noturna, devido à diferença de temperatura e umidade absoluta. [Kahandagamage \(2015\)](#) avaliou o comportamento da potência, do consumo de combustível e da eficiência energética numa usina termelétrica localizada na cidade de Puttalam, Sri Lanka, na qual o desempenho foi melhor durante a noite, com temperaturas e umidade absoluta naturalmente mais baixas.

Estas condições ambientes adversas aumentam a temperatura do ar no coletor do motor, elevando a possibilidade de ocorrência de detonação (*knocking*), processo no qual a combustão se inicia durante a compressão no cilindro. Para evitar os problemas causados pelo *knocking*, uma das alternativas é limitar a potência a ser desenvolvida pelo motor ([WÄRTSILÄ, 2008](#)), diminuindo a pressão de operação do compressor, conseqüentemente

evitando um aumento excessivo da temperatura do ar no coletor e reduzindo a pressão máxima dentro do cilindro. O processo de redução preventiva da potência a ser desenvolvida, por meio da redução da pressão média efetiva e da velocidade do eixo, é denominado *derating*.

Dentre os possíveis investimentos para usinas termelétricas, destaca-se, principalmente para regiões tropicais, o resfriamento e desumidificação do ar de admissão, tanto para turbinas a gás quanto para MCI's. O resfriamento do ar de admissão causa uma diminuição da temperatura do ar na entrada do cilindro, reduzindo a possibilidade de ocorrer *knocking*. O resfriamento do ar de admissão aumenta a densidade do ar no motor, permitindo maior quantidade de ar e combustível nos cilindros, aumentando a potência de eixo produzida pelo motor (CASH, 2015). Logicamente, este aumento ocorre até se atingir algum dos limites estruturais ou operacionais da unidade geradora, como por exemplo evitar que o processo de compressão nos cilindros ultrapasse a pressão máxima de segurança permitida do motor. Além disso, a menor temperatura na admissão aumenta a eficiência do processo de turbocompressão, além de permitir que o ar seja comprimido a maiores pressões sem aumentar o trabalho necessário.

Já a desumidificação do ar de combustão diminui a temperatura de orvalho do mesmo após a compressão, com isso o sistema de resfriamento do motor resfrie a temperatura do ar no coletor, no trocador de calor *Charge Air Cooler* (CAC, ou Resfriador do Ar de Carga), para valores menores do que os usuais sem a formação de condensado. Para modelos de CAC que não permite a extração do condensado formado, a desumidificação do ar é fundamental para que os principais benefícios do resfriamento do ar no coletor do motor ocorram, pois é necessário evitar a presença de gotículas de água nos cilindros do motor.

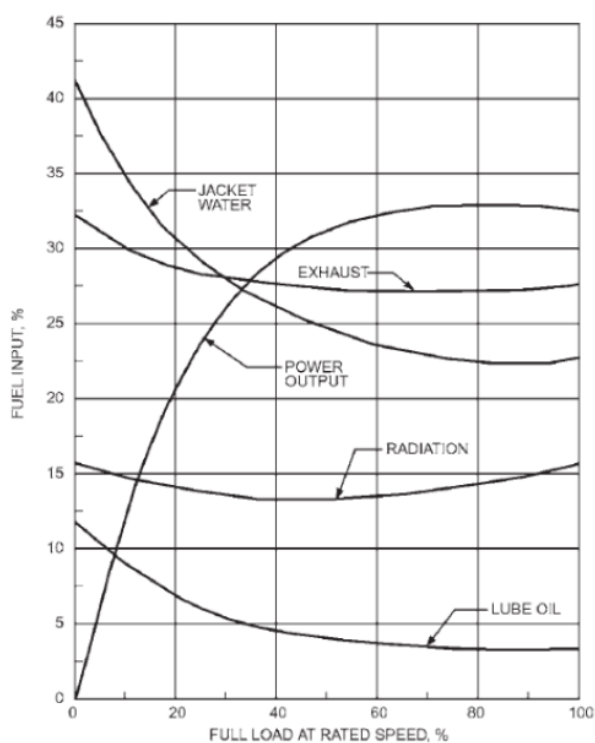
Concomitante ao condicionamento de ar, outra alternativa viável de investimento é conhecida como recuperação de calor residual ou WHR (do inglês *Waste Heat Recovery*), que corresponde a utilização do calor que normalmente é rejeitado pelo motor por um sistema térmico para transformá-lo em uma forma útil de energia. Pelo balanço de energia em motores de combustão interna, o combustível usado é convertido principalmente em três fluxos energéticos de saída: o trabalho útil, a energia transferida para a água de resfriamento e a energia que é exaurida para o ambiente através dos gases de exaustão. Ainda assim, motores de combustão interna também transferem calor para o ambiente, na forma de radiação e convecção, e para o óleo lubrificante. Porém, tais grandezas são pequenas em comparação com aos outros fluxos, como demonstrado na Figura 1 representando o balanço de energia em um motor de combustão interna turboalimentado.

Logo, motores de combustão interna apresentam dois fluxos de energia principais para recuperação de calor residual: o sistema de resfriamento e o sistema de exaustão de gases (SPROUSE III; DEPCIK, 2013). Segundo Novella et al. (2017), as tecnologias de WHR se

dividem em cinco grupos: aproveitamento do calor para aquecer o motor durante o início da operação; geração de trabalho por meio de uma turbina extra; um novo ciclo termodinâmico para geração de potência; geração de eletricidade por materiais termoelétricos; e produção de água gelada.

Considerando os problemas causados pelas condições ambientes adversas em regiões tropicais, existem diversas rotas tecnológicas relativas ao último grupo, compostas de equipamentos para produção de água gelada, para resfriar e desumidificar o ar de admissão do motor. Dentre estes equipamentos, um *chiller* por compressão poderia ser utilizado (caso combinado com um novo ciclo termodinâmico de potência) ou então um *chiller* por absorção recuperando calor residual do motor, sendo alimentado pelos gases de exaustão, pela água do sistema de resfriamento do motor ou por uma combinação de ambos (RYAN, 2004). Adicionalmente, caso o radiador, um trocador de calor geralmente resfriado a ar quente, não consiga atender o resfriamento necessário em condições de ar ambiente quente, a água gelada ainda é útil para auxiliar o mesmo no resfriamento da água do sistema de resfriamento do motor.

Figura 1 – Balanço de energia para um motor de combustão interna turboalimentado



Fonte: ASHRAE (2012).

1.1 Motivação

Este trabalho é um estudo realizado no âmbito do projeto de pesquisa intitulado como “Projeto CRATOS - Avaliação Experimental do Desempenho de Motores de Combustão

Interna de Grande Porte em Função do Condicionamento do Ar de Combustão Recuperando Calor Residual”, financiado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL).

Além disso, segundo a Lei 9.991 de julho de 2000, as empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica e concessionárias de geração são incentivadas a investir parte de sua receita em pesquisa e desenvolvimento no setor elétrico. O Art. 2º desta lei define: "As concessionárias de geração e empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica ficam obrigadas a aplicar, anualmente, o montante de, no mínimo, 1% (um por cento) de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico, excluindo-se, por isenção, as empresas que gerem energia exclusivamente a partir de instalações eólica, solar, biomassa, pequenas centrais hidrelétricas e cogeração qualificada,...".

A motivação desta pesquisa está relacionada a situação de usinas termelétricas que foram projetadas com foco em simplicidade e baixo custo inicial em detrimento de sua eficiência, pois foram planejadas para operar somente para aumentar a confiabilidade do sistema elétrico nacional (MORAWSKI et al., 2017), por meio de contratos de disponibilidade. Entretanto, a diminuição do nível dos reservatórios das hidrelétricas (FUNDAÇÃO JOAQUIM NABUCO, 2019), causadas principalmente pelas secas, em conjunto com uma redução no custo do gás natural, resultaram no aumento do despacho destas termelétricas, de esporádico para contínuo. Conseqüentemente, com o aumento do tempo de operação, tornou-se importante analisar alternativas de investimentos que possam melhorar o desempenho da planta, tanto econômico quanto ambiental.

Entretanto, conforme já citado nesta seção introdutória, diversas rotas tecnológicas podem ser utilizados para aumentar a eficiência da usina. Mesmo com a tecnologia e a finalidade do sistema definido, é necessário analisar os possíveis caminhos tecnológicos e as diversas configurações do sistema térmico que irá aumentar a potência desenvolvida na usina. Devido ao interesse científico no condicionamento de ar de admissão de MCI de grande porte e com a oportunidade de instalar um sistema térmico para recuperação de calor em uma unidade geradora de uma usina termelétrica de Linhares, Espírito Santo, é necessário realizar estudos para determinar os efeitos, conseqüências e a viabilidade da instalação de um sistema térmico experimental, composto principalmente por um *chiller* por absorção e uma serpentina de resfriamento e desumidificação.

Adicionalmente, como não foram identificados na literatura trabalhos que combinam motores de combustão interna de grande porte, condicionamento do ar de admissão, recuperação de calor residual e considerando condições ambientes variáveis, conforme exposto na Seção 2, a necessidade de um trabalho com estes elementos que possa servir de base para pesquisas futuras é um dos principais fatores de motivação. As modelagens provenientes deste trabalho serão utilizadas futuramente em comparações com dados reais do motor operando com o sistema térmico proposto, preenchendo ainda mais a lacuna

existente na literatura.

Por fim, sistemas térmicos de recuperação de calor residual para condicionamento do ar de admissão do motor não são encontrados por completo no mercado, sendo necessário a compra de cada equipamento do sistema com o seu respectivo fabricante. Para isso, é fundamental um projeto para a definição da estrutura deste sistema específico para o motor no qual será instalado, para depois dimensionar, especificar e adquirir cada equipamento do sistema térmico, principalmente os trocadores de calor, a torre de resfriamento, a serpentina e o *chiller* por absorção.

1.2 Objetivo e Alcance

O objetivo geral desta dissertação é dimensionar, analisar e comparar duas configurações de um sistema experimental para condicionamento de ar de admissão de um motor, recuperando calor dos gases de exaustão. Para isso, tem-se como estudo de caso uma unidade geradora, composta por um motor e um gerador, da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM).

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Determinar as configurações (estruturas) de um sistema térmico, composto principalmente por um *chiller* por absorção e uma serpentina de resfriamento e desumidificação, no que diz respeito à fonte de calor residual que será utilizada para alimentar o *chiller* e em como o sistema térmico auxiliará o resfriamento da água de resfriamento do motor.
- Realizar um estudo de demanda de água gelada do sistema térmico utilizando um histórico de 26 meses, para dimensionar a capacidade de produção de água gelada necessária do *chiller* de cada configuração.
- Especificar e dimensionar os principais equipamentos do sistema térmico em análise: a serpentina de resfriamento e desumidificação, o trocador de calor auxiliar ao radiador, o trocador de calor de recuperação e a torre de resfriamento.
- Analisar a viabilidade econômica de ambas configurações, utilizando os principais fatores econômicos para comparar os investimentos, tendo como base propostas comerciais reais para cada sistema térmico.

1.3 Estrutura da Dissertação

Além desta seção introdutória na qual foram apresentadas a contextualização, motivação e objetivo do trabalho, a dissertação conta com outros 6 seções.

Na Seção 2 é feita a revisão bibliográfica no que diz respeito aos efeitos do condicionamento de ar de admissão de motores de combustão interna e a sistemas de recuperação de calor residual com condicionamento do ar de combustão de MCI.

Na Seção 3 apresenta-se inicialmente a usina e o motor selecionados para estudo de caso da dissertação, assim como os principais sistemas auxiliares necessários para o entedimento do trabalho. Também são apresentados possíveis configurações para o sistema térmico, com ênfase nas configurações que foram escolhidas como melhor opção, discutindo os motivos e vantagens que levaram a esta escolha. Por fim, apresenta-se a metodologia utilizada para desenvolver a modelagem de cada equipamento e também as modelagens para desempenho *off-design* do *chiller* e da torre de resfriamento.

Na Seção 4, um estudo de carga térmica necessária é apresentado, determinando a quantidade de água gelada que o sistema demanda por hora durante um período de 26 meses, utilizando dados ambientais de uma estação meteorológica próxima a usina. Ainda nesta seção, os resultados do estudo de carga térmica já discutidos junto ao dimensionamento da capacidade de refrigeração necessária do *chiller* por absorção para cada configuração analisada. Posteriormente, é apresentado a especificação para realizar o dimensionamento de cada equipamento do sistema térmico. Ainda nesta seção, uma análise da viabilidade econômica das duas configurações é realizada, baseada em propostas comerciais reais de equipamentos feitas utilizando as especificações apresentadas. Para isso, define-se as vantagens e desvantagens de cada estrutura do sistema térmico, fazendo uma comparação entre ambos utilizando os principais indicadores econômicos.

Nas considerações finais, contidas na Seção 5, são apresentadas a síntese dos resultados, as contribuições e também as sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

Nesta seção, é feita a revisão bibliográfica no que diz respeito a condicionamento de ar de admissão de motores de combustão interna, considerando tanto trabalhos teóricos e experimentais. Inicialmente, são relatados os trabalhos nos quais o sistema de condicionamento de ar não recupera calor residual do motor. Posteriormente, trabalhos contendo sistemas térmicos de recuperação de calor combinado com condicionamento do ar de combustão são apresentados, primeiramente para motores de pequeno porte, seguido de trabalhos aplicados a motores estacionários de grande porte.

Para realizar a avaliação técnica e econômica das alternativas de sistemas térmicos para a recuperação de calor residual em usinas termelétricas equipadas com MCI, as tecnologias para produção direta de potência elétrica adicional, tais como Ciclo Rankine Orgânico (ORC), Ciclo Rankine Convencional e Ciclo Kalina, permitem uma estimativa satisfatória dos seus benefícios sem considerar a influência desses sistemas no desempenho do próprio motor (MORAWSKI et al., 2017). Por outro lado, para se determinar os benefícios de um sistema composto por um *chiller* por absorção para o resfriamento e desumidificação do ar de admissão do motor, é necessário analisar os impactos deste condicionamento do ar no desempenho do MCI.

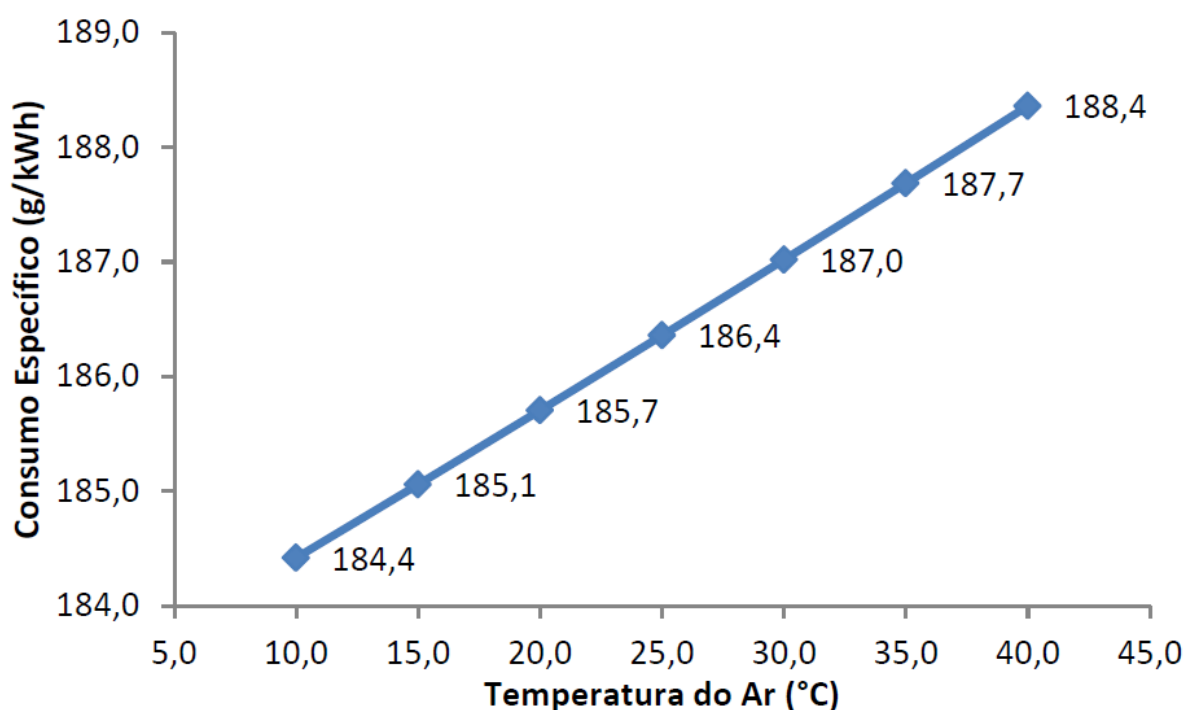
Na literatura, diversos trabalhos evidenciam os impactos energéticos e ambientais do resfriamento do ar de admissão de motores de combustão interna. Os efeitos da condição do ar de admissão no motor podem ser observados pelo resfriamento causado pelo sistema de resfriamento do motor, por trocadores de calor adicionais (*precoolers* antes da compressão e *intercoolers* após a compressão), resfriados a ar ou a água, ou até mesmo pela variação natural da temperatura ambiente.

Kahandagamage (2015) investigou a influência das condições de temperatura e umidade ambiente no desempenho do motor de combustão interna turboalimentado de grande porte, modelo Wärtsilä 18V46 com 17 MW de potência de eixo nominal, onde se avaliou o comportamento do consumo de combustível e da eficiência energética numa usina termelétrica localizada na cidade de Puttalam, Sri Lanka. Para isso, comparou-se o desempenho do MCI em operação de dia com o desempenho de noite com uma potência de eixo produzida fixa de 17 MW, sem um sistema térmico para condicionar o ar de admissão. A operação noturna do motor encontra uma temperatura do ar de combustão aproximadamente 6°C mais frio do que de dia, porém com umidade absoluta 5,21 g/kg maior. A umidade do ar afeta o consumo de combustível positivamente, porém com efeito contrário na eficiência do motor. Por outro lado, menores temperaturas do ar de combustão melhoram a eficiência do motor. Com isso, é importante reduzir tanto a umidade quanto a

temperatura do ar de admissão. Durante a noite, o motor operou com uma eficiência média de 42,7 %, uma melhoria comparada ao desempenho diurno de 41,9 %. O consumo de combustível durante a noite é 0,8 % menor do que o consumo durante o dia. As discussões também mostram que os efeitos da redução de temperatura foram mais proeminentes do que os efeitos do aumento de umidade absoluta.

A norma ISO 3046-1:2002 (ISO CENTRAL SECRETARY, 2002) apresenta correlações para que o consumo específico de combustível de um motor de combustão interna seja corrigido sempre que for requerido que o mesmo opere em condições ambientes diferentes da condição padrão de referência definidas na norma (pressão barométrica de 100 kPa, temperatura do ar de 298 K, umidade relativa de 30% e temperatura da água de resfriamento do motor igual a 298 K). A Figura 2 representa a influência da temperatura ambiente no consumo específico de um motor Wärtsilä W20V32, de 9 MW de potência de eixo nominal, segundo a norma (MORAWSKI, 2016).

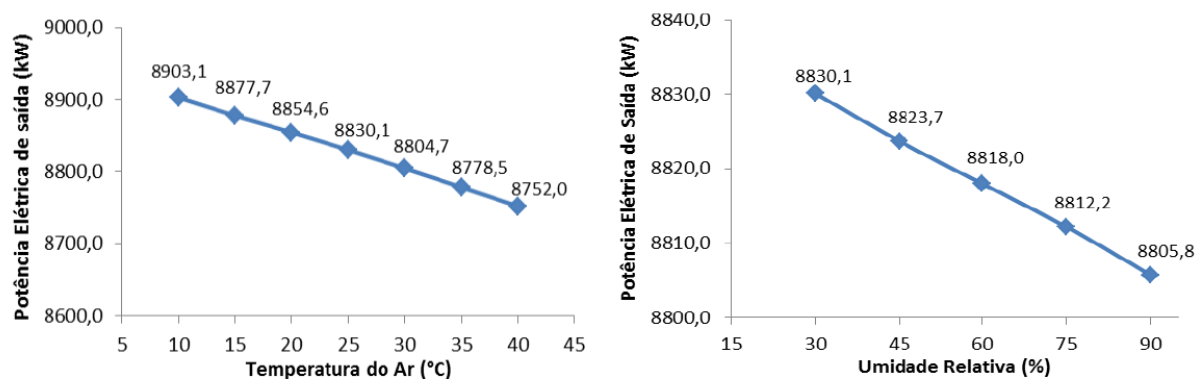
Figura 2 – Efeito da temperatura do ar no consumo específico de combustível do motor



Fonte: Morawski (2016).

A norma ISO 15550:2016 (ISO Central Secretary, 2016) apresenta as correções necessárias para a potência de eixo produzida de motores que operam em condições diferentes da condição-padrão de referência. A aplicação da norma para os efeitos da variação de temperatura do ar, considerando umidade relativa de 30 %, e da variação de umidade relativa do ar, para temperatura de 25°C, na potência de eixo de um Wärtsilä W20V32, de 9 MW de potência de eixo nominal, segundo Morawski et al. (2017), é mostrada na Figura 3.

Figura 3 – Efeito da temperatura do ar e da umidade na potência de eixo do motor



Fonte: Morawski (2016).

Logo, em regiões muito quentes, o resfriamento do ar de combustão do motor pode ser necessário para que o motor opere em condições mais próximas da referência. Segundo Cash (2015), a implementação de um *Charge Air Coolers* (CAC) em motores turboalimentados é fundamental para resfriar o ar de alimentação, aumentando a massa específica do ar. Com isso, é possível ter uma maior quantidade de ar e de combustível nos cilindros do motor, resultando em mais trabalho produzido pelo motor. Cash (2015) desenvolveu uma modelagem 3-D dos escoamentos do CAC, para facilitar o projeto destes trocadores de modo que não ocorra a formação de condensado, que pode ser danosa aos motores se não houver pontos de extração.

Guhr e Zellbeck (2012) analisou os efeitos da implementação de um novo *intercooler* de baixa temperatura (resfriado por um refrigerante a aproximadamente 0°C) após a compressão do ar em um motor veicular, utilizando o sistema de ar-condicionado do veículo. Originalmente, o motor possuía apenas um *intercooler*, após a compressão do ar, com água de resfriamento com temperatura de entrada de 40°C. Com isso, o ar de admissão do motor passa a ser resfriado primeiramente pelo *intercooler* de média temperatura, seguindo para o *intercooler* de baixa temperatura. O desempenho desta nova configuração é comparado ao desempenho do motor original, utilizando somente o *intercooler* de média temperatura. O resfriamento adicional do ar de combustão do motor resultou na redução do consumo específico de combustível do motor em aproximadamente 18%. Além disso, o resfriamento adicional do ar de combustão diminuiu em 40% o tempo necessário para que o motor atingisse o BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) nominal, partindo de uma condição de baixo BMEP. Não foi analisado a possibilidade de aumentar a potência máxima produzida pelo motor.

Battista et al. (2018) avaliou experimentalmente os benefícios no consumo específico de combustível e de emissão de poluentes de um motor diesel turboalimentado veicular, resultantes do resfriamento do ar de combustão após o estágio de compressão. Para este

resfriamento, utilizou-se o sistema de ar-condicionado do veículo, com fluido R134a para resfriar o ar de combustão da faixa de 50°C a 80°C até a faixa de 30° a 40 °C. O consumo de combustível diminuiu em 2,5% com o novo sistema de resfriamento, com redução na emissão de CO_2 e NO_x . Porém, houve um aumento nas emissões de hidrocarbonetos e de CO , causada principalmente pela redução na temperatura da combustão.

Cipollone, Di Battista e Vittorini (2017) estudaram os efeitos do resfriamento do ar de admissão de um motor diesel turboalimentado de 75 kW, disponível em uma bancada experimental, feito por um trocador de calor alimentado por água gelada proveniente de um *chiller* por compressão. Originalmente, o motor possuía um *intercooler* após a compressão do ar, sendo o objetivo do estudo analisar em que ponto do sistema de admissão de ar seria mais benéfico ter outro trocador de calor. O trabalho compara os efeitos do resfriamento adicional antes do compressor com os efeitos do resfriamento depois do *intercooler* do motor. Devido ao superdimensionamento do *intercooler* já existente, para este caso específico, a melhor configuração dentre as duas analisadas é aquela cujo trocador de calor adicional está instalado após o *intercooler*. Com uma diminuição de 10 a 20°C na temperatura do ar de combustão do motor, o motor apresentou uma economia de combustível de 6%, conseqüentemente reduzindo a emissão de CO_2 em 8%. Além disso, devido ao aumento da massa de ar nos cilindros, a emissão de poluentes primários foi reduzida em 4,5%, 12,1% e a 5,6% para NO_x , CO e fuligem, respectivamente, enquanto a emissão de hidrocarbonetos aumentou em aproximadamente 9,7%. As variações nas emissões de NO_x e de hidrocarbonetos são resultados da influência direta da menor temperatura de combustão. Por outro lado, as emissões de fuligem e CO reduziram devido a maior quantidade de ar na combustão, que aumentou a razão ar/combustível, melhorando assim o desempenho da combustão.

De acordo com Wu e Wang (2006), *chillers* por absorção ou compressão acoplados a motores de combustão interna são comuns para pequenas aplicações. No caso de *chillers* por compressão, é preciso derivar a potência gerada pelo motor para acionar os mesmos, reduzindo a potência total do sistema para poder produzir água gelada. Já com *chillers* por absorção, recupera-se o calor residual do motor que seria rejeitado para o ambiente, dos gases de exaustão ou do sistema de resfriamento do motor, para alimentar diretamente o *chiller* ou indiretamente através de trocadores de calor que geram vapor ou água quente.

O resfriamento e desumidificação térmica do ar de combustão admitido no motor pode ser realizado por meio de uma serpentina antes do compressor (*precooler*), no *intercooler*, localizado após o compressor e antes do coletor de ar do motor, ou uma combinação com dois trocadores de calor, antes e depois da compressão. No entanto, para determinar a melhor alternativa, deve-se analisar cada caso específico, por exemplo, para motores automotivos com suas restrições próprias, como peso e volume total, ou para motores estacionários de grande porte a gás natural usados em usinas termelétricas, que possuem

maior liberdade quanto às dimensões dos trocadores porém com custos maiores.

Mostafavi e Agnew (1996a) analisaram os efeitos da razão de pressão e de temperatura de ciclos ideais no desempenho de um motor turboalimentado e na capacidade de refrigeração de um *chiller* por absorção alimentado pelos gases de exaustão. Em Mostafavi e Agnew (1996b), um *intercooler* é adicionado após a compressão, utilizando água gelada do *chiller*. Os resultados indicam que o resfriamento do ar no *Charge Air Cooler* vai aumentar a eficiência e potência líquida do ciclo diesel. Adicionalmente, a utilização de um *chiller* por absorção permite o condicionamento do ar de combustão a temperaturas mais baixas do que o resfriamento a ar ou a água proveniente do radiador do motor, podendo atingir até mesmo temperaturas abaixo da condição ambiente.

De forma similar, Mostafavi e Agnew (1996c) analisaram os efeitos da razão de pressão e de temperatura de ciclos ideais, representando um motor com *supercharger*, na eficiência do ciclo, na potência produzida e na capacidade de refrigeração de um *chiller* por absorção alimentado pelos gases de exaustão, sem resfriamento de ar de admissão. Mostafavi e Agnew (1996d) estudaram os efeitos do resfriamento do ar em um *intercooler* após a compressão do mesmo ciclo anterior. Os gases de exaustão do motor, representado por um ciclo ideal, são utilizados para acionar um *chiller* por absorção para produzir água gelada que é utilizada para o condicionamento do ar de combustão e para outros propósitos. Os resultados mostram que um ciclo com a maior parte da água gelada voltada para o resfriamento do ar de admissão permite uma maior potência líquida produzida devido a maior vazão mássica de ar, porém com menor eficiência do ciclo. Em contrapartida, um ciclo com menor parte da água gelada destinada ao *intercooler* apresentará maior eficiência de ciclo devido a maior quantidade de água gelada para outros propósitos, em detrimento da potência produzida no motor.

Mostafavi e Agnew (1997a) estudaram os efeitos da razão de pressão e de temperatura em ciclos ideais, representando um motor aspirado, na potência produzida e na capacidade de refrigeração de um *chiller* por absorção alimentado pelos gases de exaustão, sem resfriamento de ar de admissão. Mostafavi e Agnew (1997b) estuda a mesma configuração do trabalho anterior, porém com um *precooler* para condicionar o ar de admissão, concluindo que o resfriamento antes da compressão aumenta o trabalho produzido pelo motor porém com eficiência reduzida.

No estudo realizado por Mostafavi e Agnew (1997c), a configuração do motor turboalimentado, representado por um ciclo ideal, contém um *precooler* e um *intercooler*. A potência produzida e a eficiência desta configuração são aproximadamente a mesma do motor que só possui o *intercooler*. No entanto, em casos de aumento da temperatura ambiente, o *precooler* requer menos água gelada do que o *intercooler* para o resfriamento do ar.

Agnew, Talbi e Mostafavi (1999) analisaram o desempenho teórico de quatro configurações de um motor turboalimentado, de potência produzida de 210kW, com uma unidade

de refrigeração por absorção, considerando a temperatura do ar ambiente a 35°C. As configurações estudadas são um motor sem resfriamento de ar, somente com *precooler*, somente com *intercooler* e com os dois estágios de resfriamento. O ar na saída do *precooler* e do *intercooler* é considerado a 15°C. A configuração com dois estágios de resfriamento do ar apresenta maior potência líquida (aumento de aproximadamente 5%) e menor consumo específico de combustível (redução em 6%) em relação à configuração sem condicionamento de ar. A configuração com *intercooler* apresentou melhor desempenho do que a que só possuía *precooler*.

Talbi e Agnew (2002) simularam os efeitos do resfriamento do ar de admissão de um motor de 155kW, realizado antes da compressão, após a compressão e simultaneamente antes e depois da compressão. O ar ambiente foi considerado a 35°C, sendo resfriado a 10°C após cada trocador de calor. A configuração com o resfriamento em dois estágios obteve uma eficiência de 41%, enquanto o motor sem resfriamento tem uma eficiência de 38,51%. Além disso, foi relatado um aumento de aproximadamente 8% na potência líquida do motor. Novamente, a configuração com *intercooler* apresentou melhor desempenho do que a configuração com *precooler*.

O resfriamento e desumidificação do ar de combustão antes do compressor exige o uso de água gelada mais fria do que o ambiente e reduz a potência demandada no compressor, devido à redução no volume específico do ar. Entretanto, mesmo com o *precooler*, ainda é necessário que ocorra resfriamento do ar após a compressão. Porém, estudos experimentais da desumidificação do ar no *intercooler* são intrusivo, sendo realizados somente em motores de pequeno porte.

Segundo McCarthy e Madadnia (2012), os métodos tradicionais para melhorar a performance do motor, como aumento da potência e aumento da massa de ar de combustão por turbocompressão, tendem a aumentar o consumo de combustível do motor, reduzindo assim sua eficiência. Adicionalmente, a redução do consumo específico do motor era geralmente atingida pela operação com misturas pobres de ar-combustível ou pela simples redução do motor. No entanto, tais métodos desconsideravam a vantagem disponível em recuperar os calores dos gases de exaustão. Desse modo, torna-se interessante estudar a possibilidade de aproveitar o potencial térmico oriundo dos gases de exaustão para resfriar o ar de entrada do motor utilizando a tecnologia de refrigeração por absorção. Logo, McCarthy e Madadnia (2012) estudaram teoricamente o acoplamento de *chillers* por absorção, usando amônia e água, com motores de combustão interna de pequeno porte, automotivos. Para a análise, o calor recuperado dos gases de exaustão foi fixado, sendo a quantidade de calor resfriada do ar de admissão dependente apenas do coeficiente de performance (COP) do *chiller*. Além disso, um *chiller* com COP de 1,11 traria benefícios suficientes para pagar o sistema térmico em 6,41 anos. Por ser uma análise teórica, o peso e dimensões do sistema de recuperação de calor não foram avaliados, sendo fatores

fundamentais na implementação deste sistema em um automóvel.

Salviano e Modesto (2011) estudaram, por meio de simulações, a possibilidade de acoplar um *chiller* por absorção a um motor veicular Diesel turboalimentado para resfriar o ar no *intercooler*, utilizando a água de resfriamento do motor para acionar o *chiller*. Os resultados mostram que, apesar da energia térmica contida na água de resfriamento ser suficiente para acionar o sistema de refrigeração por absorção, as dimensões dos trocadores de calor impedem a aplicação dos mesmos em veículos automotivos.

Kadunic et al. (2014) realizaram um estudo experimental dos efeitos do resfriamento do ar de admissão na eficiência de um motor de combustão interna turboalimentado a gasolina de 118kW de potência nominal. O condicionamento do ar é feito após o *intercooler* original do motor, em um trocador de calor adicional alimentado por água gelada proveniente de um sistema de refrigeração por absorção, recuperando pelo calor rejeitado dos gases de exaustão. O resultados mostram um aumento na eficiência energética de até 13%, caso combinado com um avanço no ponto de ignição do motor, e uma redução no consumo de combustível de até 10,5%.

Novella et al. (2017) realizaram uma análise termodinâmica do resfriamento do ar de entrada do motor de combustão interna, de potência de eixo máxima de 82 kW, utilizando um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito alimentado pelos gases de exaustão do motor. Os efeitos da redução de temperatura do ar na eficiência e emissão de poluentes do motor de combustão interna foi estimada por meio de modelos teóricos e testes experimentais. O modelo termodinâmico 0D foi usado para reproduzir o desempenho do motor em função do resfriamento do ar, com a realização de ensaios experimentais detalhados com o motor em condições reais de operação para a validação dos resultados. A modelagem previu que o sistema térmico era capaz de resfriar o ar de admissão até a temperatura de 5°C, podendo aumentar a eficiência indicada em até 4% nas condições de operação analisadas. Os resultados das simulações foram confirmados por testes experimentais realizados no motor. Novella et al. (2017) também observaram reduções nas emissões de NO_x com a diminuição da temperatura do ar na entrada do motor. Porém, as emissões de CO aumentaram e nenhum efeito foi observado em relação aos hidrocarbonetos não queimados.

Considerando motores de combustão interna de grande porte, não foram identificados estudos experimentais contendo condicionamento do ar de admissão a partir da recuperação de calor residual. Para realizar experimentos nestas máquinas, são necessários: alto investimento inicial; especificação e dimensionamento de todos os equipamentos do sistema térmico, já que não se encontra no mercado sistemas prontos para a operação; disponibilidade de tempo da usina para realização de testes em uma unidade geradora, parando a geração de potência e gerando gastos; e uma análise dos histórico climático próximo à usina, considerando a dificuldade em controlar as condições do ar de admissão

do motor, geralmente utilizando o ar ambiente.

Gava e Rodrigues (2014) analisaram por meio de simulações o calor disponível para recuperação nos gases de exaustão e no sistema de resfriamento de um motor turboalimentado Wärtsilä W20V32, de 9 MW de potência de eixo nominal. O trabalho utilizou o *software* Thermoflex para modelar o motor, o *chiller* por absorção, o radiador do motor, os trocadores de calor e uma caldeira de recuperação. Um levantamento de dados do funcionamento de cada um dos equipamentos que fazem parte do sistema foi realizado para aprimorar a modelagem. Os resultados mostram que o calor rejeitado pelo sistema de exaustão de gases seria o suficiente para alimentar um *chiller* por absorção com capacidade de 670 TR, enquanto o sistema de resfriamento do motor seria capaz de alimentar um *chiller* por absorção a água quente de 250 TR. Com isso, concluiu-se que um motor deste modelo pode alimentar um sistema térmico de refrigeração capaz de condicionar o ar de admissão de até seis motores.

Morawski et al. (2017) analisaram as alternativas de repotenciação por meio da recuperação do calor rejeitado de um motor de combustão interna turboalimentado Wärtsilä W20V32, de 9 MW de potência de eixo nominal por meio da recuperação do calor perdido. Além disso, também foi analisado uma alternativa com *chiller* por absorção para o condicionamento do ar de admissão do motor, gerando potência elétrica adicional de acordo com a ISO Central Secretary (2016). O ar de admissão foi resfriado das condições de referência determinadas na norma (298 K, 100 kPa e 30% de umidade relativa) até a temperatura de 15°C de bulbo seco, rendendo 48,3 kW de potência elétrica adicional, um aumento de 0,3%. Com isso, nota-se que possivelmente as normas não representam com fidelidade o ganho possível em motores de combustão interna turboalimentados de grande porte.

Chun (2017) realizou uma análise de viabilidade econômica, por meio de modelagem e simulação, de um sistema térmico composto por um motor Wärtsilä W20V32 acoplado a um *chiller* por absorção, produzindo água gelada para o condicionamento do ar de admissão antes da compressão e resfriamento auxiliar complementar aos radiadores, com uso também sistema de ar condicionado da usina termelétrica. Os benefícios do resfriamento do ar no desempenho do motor são baseados na norma ISO Central Secretary (2016). Uma otimização foi feita em uma superestrutura contendo um *chiller* por absorção de simples efeito alimentado a água quente apresentou um *payback* descontado de 4 anos para 8640h de operação anual, comparado ao *payback* 3,47 anos para um *chiller* por absorção acionado por gases de exaustão. Assim, o estudo indica grande potencial de viabilidade técnica e econômica de um sistema para condicionamento do ar de admissão utilizando água gelada produzida pela recuperação de calor residual de motores de combustão interna, desde que o único benefício não seja o aumento da potência produzida.

Conforme calculado em Chun (2017), a água gelada produzida pelo *chiller* de absorção pode ser utilizada para promover um resfriamento adicional da água de resfriamento do motor

que retorna dos radiadores, permitindo maior resfriamento no *intercooler*. Adicionalmente, a água gelada também pode ser usada nas instalações de ar condicionado da usina termelétrica, com conseqüente redução na demanda interna de energia elétrica.

Em casos em que o *chiller* por absorção é alimentado pela água de resfriamento do motor, a redução de temperatura da água de resfriamento do motor causada pelo *chiller* resulta em uma redução na potência elétrica demandada pelos motores elétricos dos ventiladores dos radiadores, gerando um benefício adicional em relação a tecnologias que usam os gases de exaustão.

Quando o suprimento de calor para acionamento do *chiller* por absorção provém dos gases de exaustão, isso pode ser feito de forma direta, quando os gases escoam diretamente através do *chiller*, ou de forma indireta, quando se insere um trocador de calor na tubulação dos gases de exaustão para produzir água quente, óleo térmico aquecido ou vapor que, por sua vez, supre calor para o *chiller*. Além disso, ao se utilizar os gases de exaustão, pode-se optar por *chillers* com maior eficiência, de simples ou duplo efeito, com ou sem regeneradores (CHUN, 2017).

Assim, uma análise das configurações do sistema térmico a ser acoplado ao motor de combustão interna para produzir água gelada, recuperando calor residual dos gases de exaustão ou da água de resfriamento, é um dos objetivos específicos desta dissertação.

Além disso, não foram encontrados na literatura trabalhos que combinem motores de grande porte, com recuperação de calor residual e condicionamento do ar de admissão, considerando um histórico da condição ambiente para a realização do dimensionamento e especificação dos equipamentos do sistema térmico, realizando uma análise de viabilidade econômica com os benefícios do condicionamento de ar baseado em simulações do desempenho do motor.

3 Materiais e Métodos

Nesta seção, primeiramente é apresentado a central termelétrica referente ao estudo de caso, descrevendo as principais características de uma unidade geradora de potência e de seus sistemas auxiliares. Além disso, uma análise é feita sobre estrutura do sistema térmico, apresentando as duas configurações escolhidas para serem estudadas na dissertação. Finalmente, também são apresentadas as metodologias utilizadas para realizar as modelagens termodinâmicas dos principais componentes do sistema térmico, que são utilizadas para realizar o dimensionamento e a análise econômica na próxima seção.

3.1 Descrição da Central Termelétrica

Esta subseção será destinada a descrever a Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM) utilizada como estudo de caso, mostrada na [Figura 4](#), baseado no relatório técnico de [Petrassi \(2012\)](#). Os principais componentes a serem entendidos para melhor compreensão do trabalho são descritos nesse tópico, sendo eles: o motor de combustão interna Wäertsilä 20V34SG, os geradores, o sistema de resfriamento do motor, o sistema de admissão do motor e o sistema de exaustão de gases.

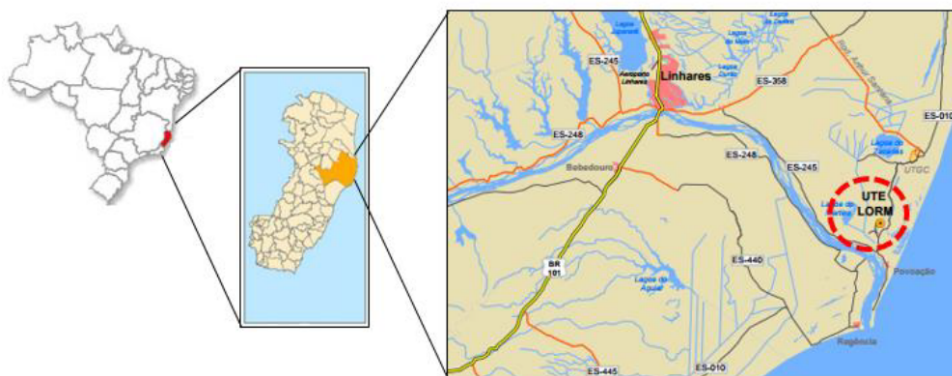
Figura 4 – Vista aérea da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM)



Fonte: [Petrassi \(2012\)](#).

A UTE LORM foi implantada em dezembro de 2010, em Linhares, no Espírito Santo, como representado na [Figura 5](#), com uma potência instalada de 204 MW.

Figura 5 – Localização geográfica da UTE LORM no município de Linhares, ES



Fonte: [Petrassi \(2012\)](#).

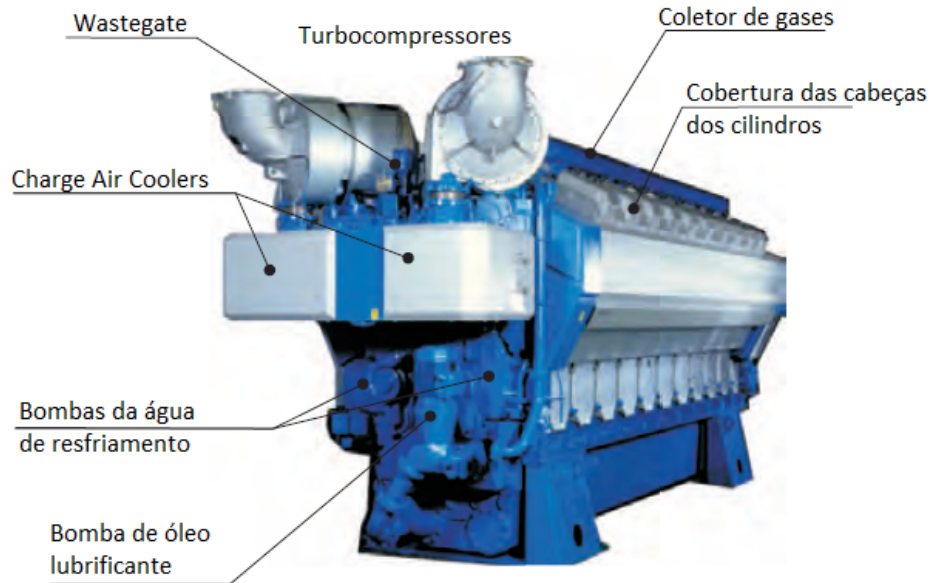
A planta opera a gás natural liquefeito (GNL), fornecido pela BR Distribuidora/Petrobras. Implantada pela empresa Linhares Geração S.A. para o cumprimento de obrigações contratadas por seus acionistas no 6º leilão ANEEL de compra de energia nova, estimava-se que o despacho anual da usina seria de 2 semanas, baseado em estudo da Empresa de Pesquisa Energética. No entanto, a partir de maio de 2012, o despacho passou a ser praticamente contínuo, consequência da redução do preço do gás natural e da redução da capacidade de acúmulo de energia nos reservatórios de hidrelétricas relativa à demanda do país. Com isso, a usina aumentou a quantidade de horas de despacho anual, possibilitando que a empresa investisse na capacidade de geração e infraestrutura da usina.

A planta possui 24 unidades geradoras de potência, sendo divididas em 4 conjuntos de 6 máquinas. Cada unidade geradora é composta por um motor Wäertsilä modelo W20V34SG, ciclo Otto, 4 tempos, potência de eixo nominal de 8.700 kW, apresentado na [Figura 6](#), e geradores trifásicos síncronos Cummins AvK modelo DIG 167g/10, 13,8 kV – 10.549 kVA, com cada grupo gerador produzindo aproximadamente 8,5 MW de potência elétrica, totalizando 204 MW de potência produzidos pela UTE LORM. No entanto, para esta dissertação, somente uma unidade geradora será estudada, podendo ser replicada para as demais.

A curva de eficiência do gerador AvK modelo DIG 167g/10, razão entre a potência elétrica gerada e a potência de eixo, é apresentada na [Figura 7](#), na qual PF representa o fator de potência (relação entre a potência ativa e a potência aparente), η é a eficiência do gerador e $Load\%$ é a relação entre a carga atual e a nominal do gerador.

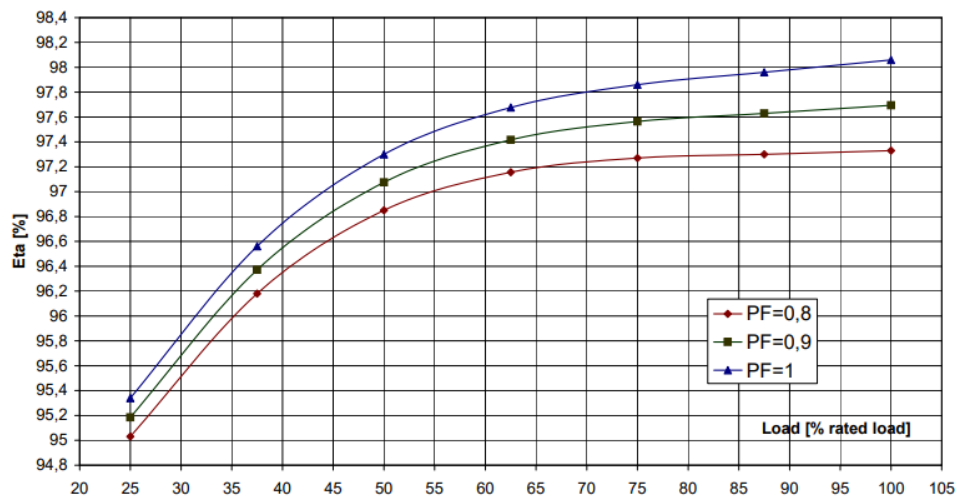
Apesar dos três valores de fator de potência disponíveis no gráfico de eficiência do gerador, dados operacionais da UTE LORM mostram que os geradores da usina operam com fator de potência próximo a unidade.

Figura 6 – Motor Wärtsilä 20V34SG



Fonte: Wärtsilä (2008).

Figura 7 – Curva de eficiência do gerador AvK modelo DIG 167g/10



Fonte: TECHNOLOGIES (2009).

Portanto, deve-se determinar sua eficiência, dada pela equação (3.1), baseada na curva de eficiência mostrada na Figura 7, do manual de fabricante do gerador DIG 167g/10.

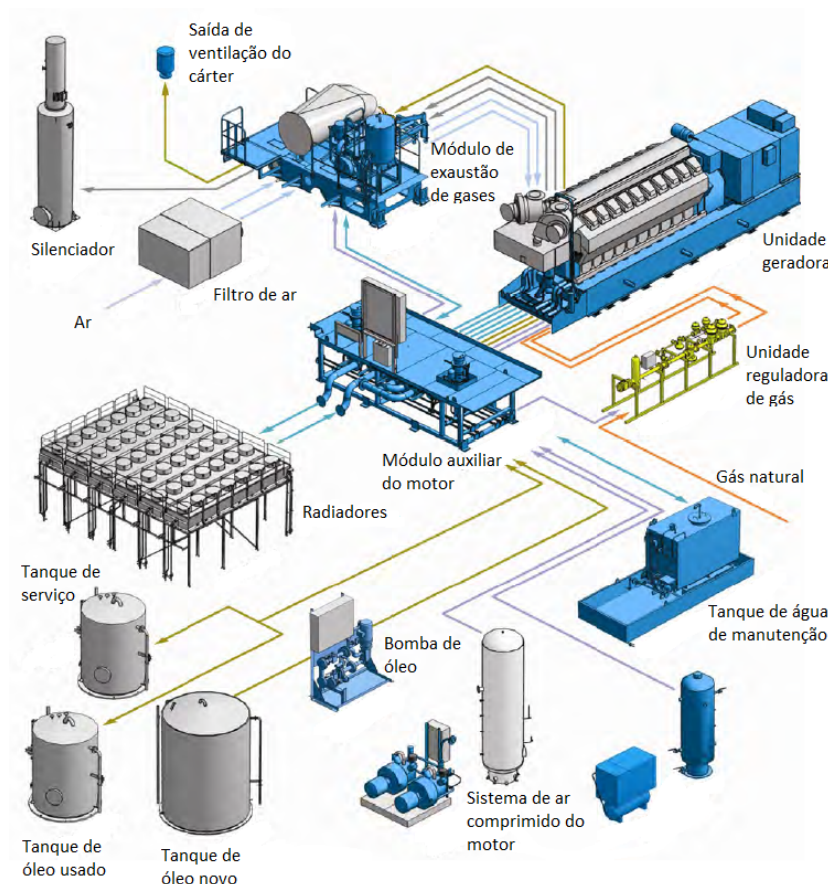
$$\eta_{ger} = const_0 + \sum_{n=0}^2 const_{n+1} \cdot x_n + \sum_{n=0}^2 const_{n+1} \cdot x_n^{const_{n+3}} \quad (3.1)$$

Na qual $const_0 = 0,919$, $const_1 = 0,02766$, $const_2 = 5,55 \cdot 10^{-7}$, $const_3 = 5,796 \cdot 10^{-3}$, $const_4 = -0,1292$, x_0 é o fator de potência do gerador (considerado como 1) e x_1 é

a potência elétrica. Com isso, a potência elétrica produzida pelo motor aumenta de aproximadamente 8.534 kW para 10.015 kW, cerca de 17,35%.

Dentre os diversos sistemas auxiliares do motor, representados na [Figura 8](#), os mais importantes para o desenvolvimento e compreensão do sistema térmico de recuperação de calor são: o sistema de admissão de ar, o sistema de exaustão de gases, o sistema de resfriamento e o sistema de óleo lubrificante.

Figura 8 – Representação dos equipamentos dos sistemas auxiliares do motor 20V34SG

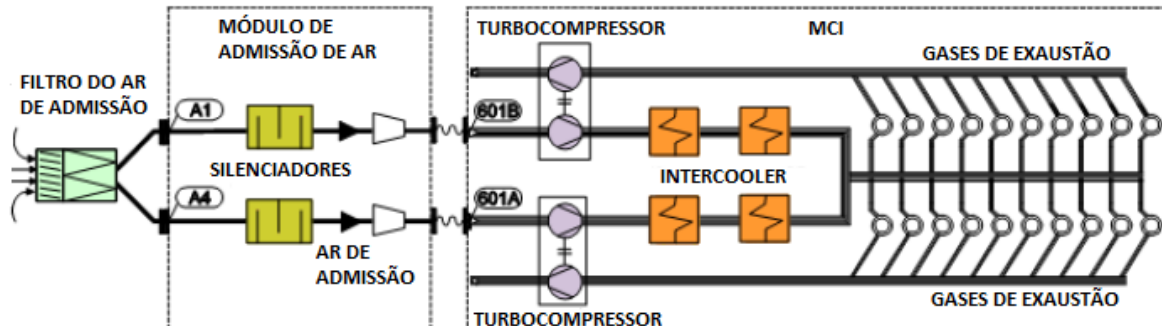


Fonte: [Wärtsilä \(2008\)](#).

Um esquema do sistema de admissão de ar do motor, composto por filtro de ar, silenciadores de ar, compressores e *intercoolers* (ou *Charge Air Coolers*), está representado na [Figura 9](#). O ar na admissão primeiramente escoa pelos filtros, seguindo para o silenciador antes de ser comprimido pelo turbocompressor. A potência requerida para a compressão do ar depende tanto das condições ambientes quanto da condição de operação do motor, sendo suprida pelo escoamento de gases de exaustão na turbina do turbocompressor. Após ser comprimido, em condições de operação nominal, o ar de combustão a aproximadamente 200°C deve ser resfriado pelo sistema de resfriamento do motor. O resfriamento do ar de combustão no *Charge Air Cooler* é feito até que a temperatura na saída do mesmo seja aproximadamente 2°C maior do que a temperatura de orvalho (levando em conta a pressão

de operação do motor próxima a 3,8 bar).

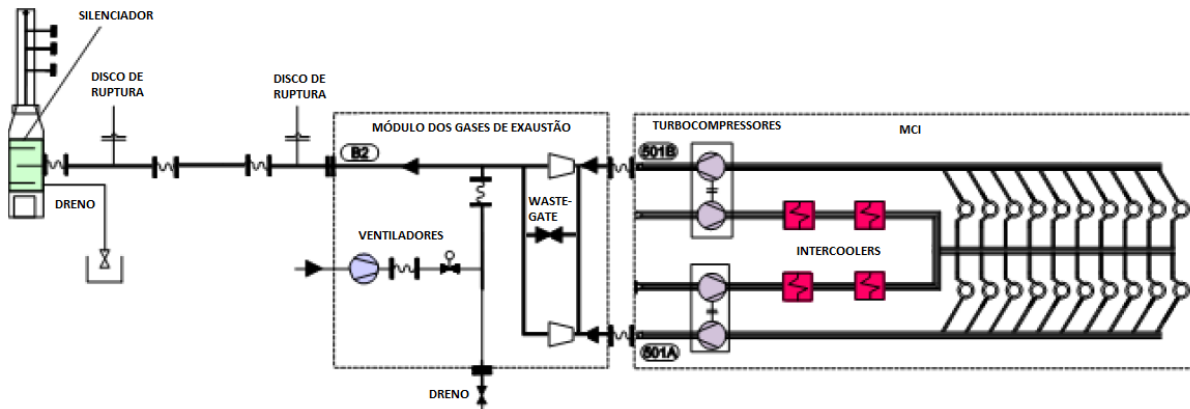
Figura 9 – Representação do sistema de admissão de ar do motor 20V34SG



Fonte: Adaptado de Wäertsilä (2008).

O sistema de exaustão de gases do motor é representado pela Figura 10, sendo composto principalmente pelos dois turbocompressores, uma válvula *wastegate*, silenciadores, discos de ruptura e a chaminé.

Figura 10 – Representação do sistema de exaustão de gases do motor 20V34SG

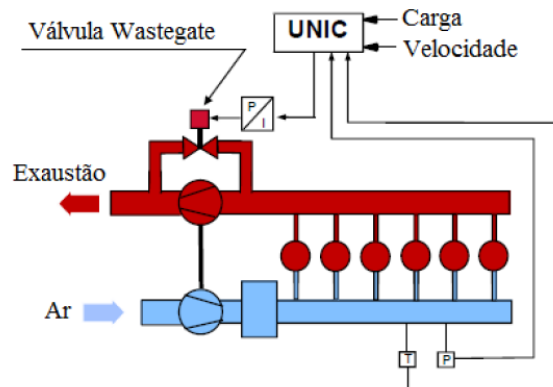


Fonte: Adaptado de Wäertsilä (2008).

Os produtos da combustão do gás natural saem do cilindro e entram no coletor de gases do motor, sendo encaminhados para o turbocompressor. Após a expansão dos gases na turbina, o escoamento segue para a chaminé, com discos de ruptura na tubulação como medidas de segurança para casos de alta pressão após o turbocompressor.

A pressão de operação do motor e a massa de ar induzida na admissão é controlada diretamente por uma válvula *wastegate* instalada no sistema de exaustão do motor, como ilustra a Figura 11. Parte dos gases de exaustão pode ser desviada ou direcionada para a turbina de acordo com o sistema de controle do motor, diminuindo ou aumentando a velocidade de rotação do compressor e, conseqüentemente, a massa de ar nos cilindros.

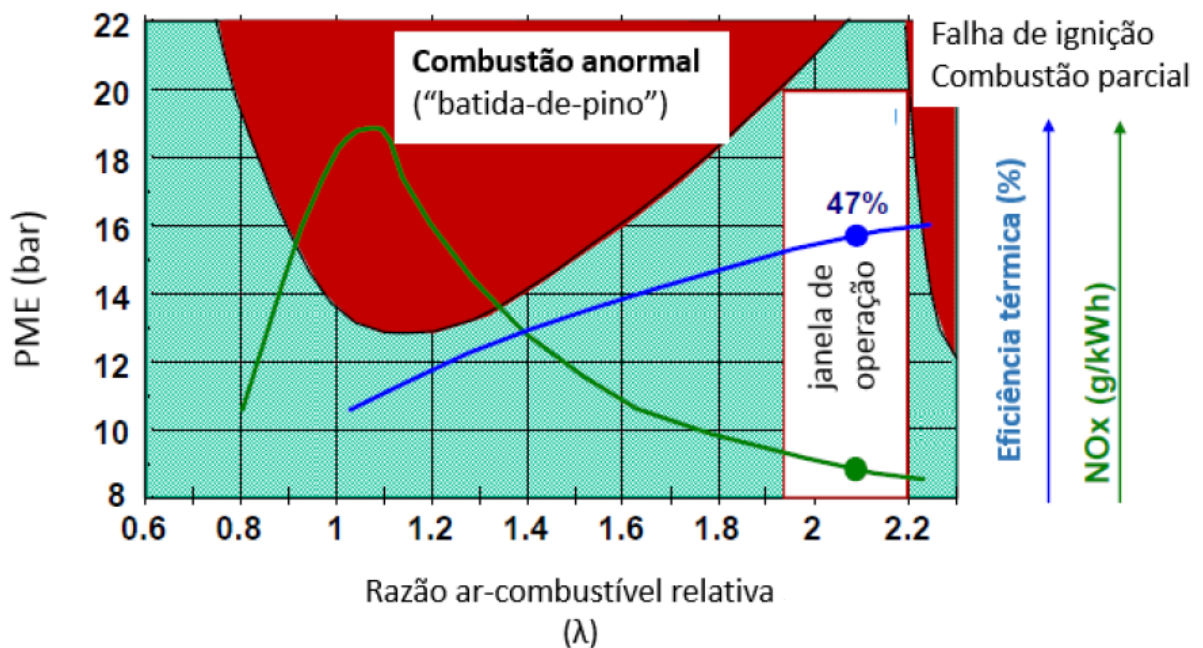
Figura 11 – Representação da válvula wastegate no sistema de exaustão de gases do motor



Fonte: Petrassi (2012).

A faixa ideal de operação do motor é representada na Figura 12, indicando a pressão média efetiva em função da razão ar-combustível.

Figura 12 – Representação da faixa de operação ideal do motor 20V34SG



Fonte: Petrassi (2012).

Nota-se que misturas ricas favorecem a ocorrência de detonação (também conhecido como *knocking* ou batida-de-pino), enquanto misturas pobres facilitam a ocorrência de *misfiring* ou falha de ignição. O *knocking* é caracterizado por uma combustão incontrolada, que ocorre durante o processo de compressão no cilindro, no qual frentes de chama se propagam pela câmara de combustão, causando ondas de choque no cilindro. Originalmente, a detecção

de *knocking* no motor é realizada por sensores piezoelétricos que captam vibração em cada cilindro.

No entanto, um novo sistema de instrumentação e controle, baseado na medição de pressão dentro dos cilindros, parâmetros operacionais (como a qualidade e consumo do combustível, avanço de ignição, entre outros), e medição da condição ambiente, foi instalado na unidade geradora na qual será implementada o sistema térmico de recuperação de calor, com o intuito de melhorar a detecção do *knocking* (ZABEU et al., 2017). Este novo sistema de controle permite a melhoria do desempenho do motor de combustão interna (aumentando a potência elétrica da unidade geradora testada de 8,5 MW para 9 MW), além de também permitir que os novos testes com aumento de potência após a instalação do sistema térmico possam ser realizados com mais segurança, sem a ocorrência de *knocking*.

O sistema de resfriamento do motor é responsável pelo resfriamento do ar de combustão, do óleo lubrificante e do bloco do motor. Uma representação esquemática do sistema de resfriamento do motor, em combinação com o sistema de admissão de ar, o sistema de exaustão de gases e o motor, é apresentada na [Figura 13](#). A região delimitada pelo retângulo preto denominado MCI representa os componentes que estão acoplados ao motor, como mostra a [Figura 6](#), e que, portanto, apresentam uma maior dificuldade para serem modificados.

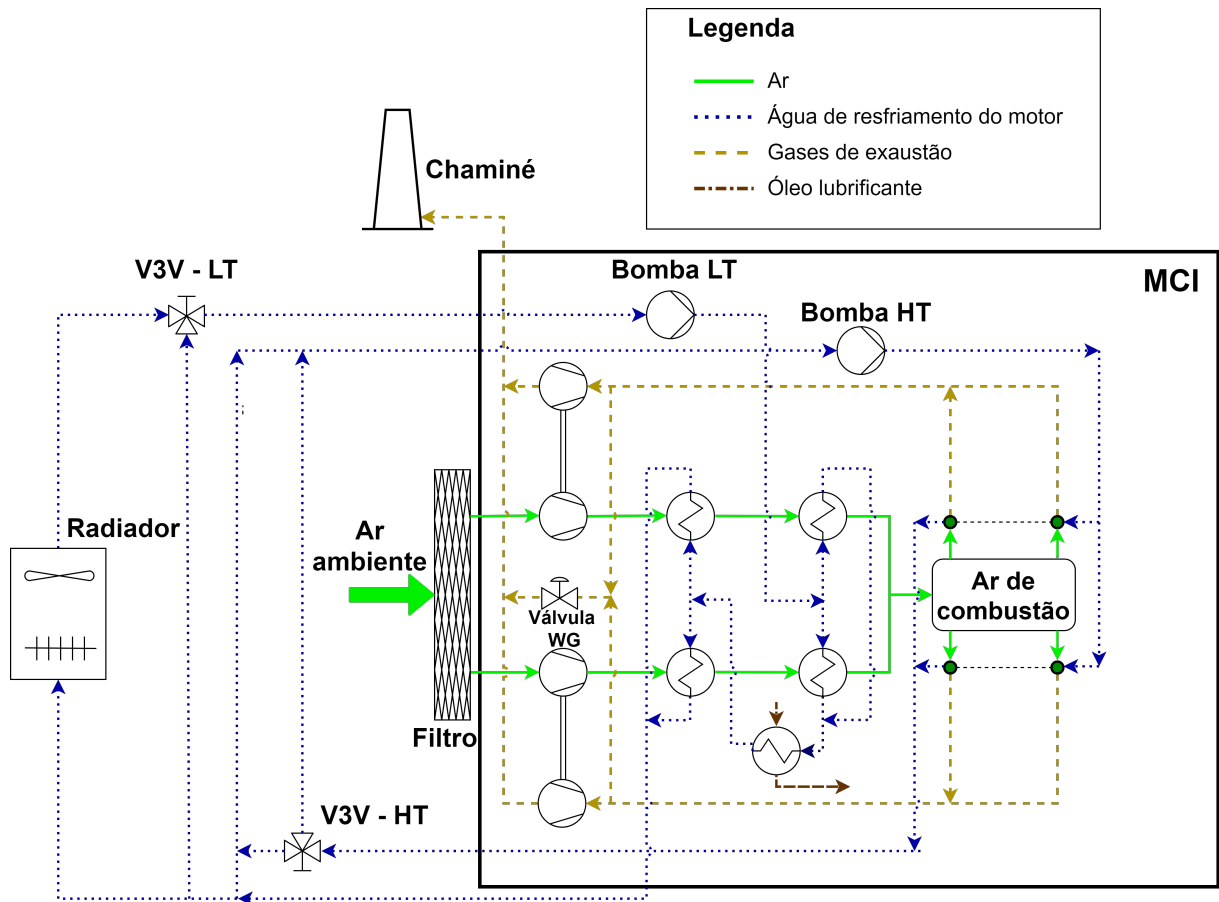
O sistema de resfriamento do motor é composto por um circuito fechado, representado na [Figura 13](#) pela linha pontilhada azul, que é dividido entre um circuito de alta temperatura (HT, do inglês *High Temperature*) e um de baixa temperatura (LT, do inglês *Low Temperature*).

O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor (cilindros e cabeçotes dos cilindros), com uma bomba para forçar o escoamento de água para ambas bancadas de cilindros do motor. Após receber o calor rejeitado pelo bloco do motor, a água a aproximadamente 80°C é encaminhada a uma válvula termostática, que recircula parte da água para a entrada do circuito HT e outra parte é enviada para o radiador.

Já o circuito LT é responsável pelo resfriamento do ar de combustão e do óleo lubrificante do motor. A água de resfriamento do motor, após escoar pela bomba LT, é direcionada para o *Charge Air Cooler* (CAC) de baixa temperatura, seguindo para o trocador de calor do óleo lubrificante e, por fim, para o CAC de alta temperatura, que resfria o ar de admissão logo após o turbocompressor. Após sair do CAC, a água de resfriamento, na faixa de 70°C, é encaminhada para o radiador, recebendo a água do circuito HT no caminho e se aquecendo até aproximadamente 74°C.

O radiador é responsável por dissipar o calor contido na água de resfriamento do motor após a junção do circuito HT e do LT. No caso da UTE LORM, o radiador é um trocador de calor que utiliza o ar ambiente, contendo 14 ventiladores por unidade geradora.

Figura 13 – Representação do motor 20V34SG e dos principais sistemas auxiliares



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

A lógica de controle do sistema de resfriamento do motor impõe que a água de resfriamento deve entrar no CAC a 2°C abaixo da temperatura de orvalho do ar no coletor do motor (com pressão absoluta de aproximadamente 3,8 bar). Além disso, o sistema de controle do motor também define que a diferença entre a temperatura da água na entrada da válvula de três vias LT, proveniente do radiador, e na saída deve ser de 2°C . Assim, controla-se a vazão mássica de água destinada ao radiador e à vazão de água que deve ser recirculada. Logicamente, isso significa que a temperatura da água na saída do radiador deve ser 4°C abaixo da temperatura de orvalho do ar no coletor.

Considerando que o radiador utiliza o ar ambiente para resfriar a água de resfriamento do motor, períodos de alta temperatura ambiente impedem que a água de resfriamento retorne ao motor na condição imposta pelo controle. Com isso, em condições ambientes com alta temperatura de bulbo seco, os ventiladores do radiador passam a operar em rotação nominal, e caso mesmo assim o resfriamento não seja suficiente, a válvula de três vias se fecha para impedir a recirculação da água de resfriamento mais quente. Nestas situações, o controle do motor não conseguiria mais evitar que a temperatura da água na

entrada do CAC subisse, com isso, a temperatura do ar de combustão do motor também aumenta. Assim, maiores temperaturas do ar de combustão podem provocar problemas no motor quanto a pressão máxima dentro do cilindro ou menor potência produzida pelo mesmo, diminuindo a pressão de operação e portanto a temperatura do ar.

A instalação de um trocador de calor, entre o radiador e a válvula três vias, auxiliaria no resfriamento da água do motor, mantendo o controle da temperatura na entrada do CAC. Adicionalmente, é possível aumentar a capacidade de transferência de calor do trocador, com a finalidade de reduzir a rotação do radiador para maior economia de energia elétrica.

3.2 Definição da Configuração do Sistema Térmico

Nesta subseção são apresentadas as principais configurações de sistemas térmicos para produção de água gelada, por meio de um *chiller* por absorção, a partir da recuperação de calor residual proveniente de um MCI turboalimentado de grande porte. Em princípio, modelagens deveriam ser desenvolvidas para cada configuração, para que uma análise das simulações determinasse qual a melhor configuração do sistema térmico a ser instalado. Além disso, é preferível que o sistema térmico tenha menor intrusão possível no motor de combustão interna e no seu sistema de controle. A prioridade do sistema é a análise experimental da influência do condicionamento do ar de combustão no desempenho do motor, utilizando água gelada, produzida por um *chiller* por absorção, em uma serpentina de resfriamento e desumidificação. Adicionalmente, configurações contendo *chillers* por compressão combinados com um Ciclo Rankine Orgânico (ORC) também foram consideradas, porém foram descartadas por ser uma tecnologia recente com alto investimento inicial e pouco comercializada.

Inicialmente, o sistema térmico a ser instalado é composto basicamente pelos seguintes equipamentos: uma serpentina de resfriamento e desumidificação a água gelada; um *chiller* por absorção; um trocador de calor de recuperação de calor residual (TCR); um trocador de calor para auxiliar o radiador (TCA); e uma torre de resfriamento. Entretanto, alguns destes equipamentos podem ser dispensados dependendo da configuração.

Em todas as configurações de sistemas térmicos analisados, a água gelada produzida é destinada para uma serpentina de resfriamento e desumidificação do ar ambiente, instalada após o filtro de ar e antes do turbocompressor. A finalidade deste equipamento é reduzir a temperatura de orvalho no ar de admissão, permitindo um maior resfriamento no coletor de ar sem que ocorra a condensação da umidade do ar.

A função do radiador é dissipar o calor contido na água de resfriamento do motor (proveniente do bloco, do óleo lubrificante e do ar de combustão), utilizando o ar ambiente, o suficiente para que a água retorne ao CAC na temperatura desejada. No motor Wärtsilä 20V34SG instalado na UTE LORM, seguindo as lógicas de controle impostas, o radiador

deve resfriar a água até 4°C abaixo da temperatura de orvalho do ar de admissão após o turbocompressor. Considerando que atualmente o radiador não é capaz de resfriar a água do motor até a temperatura desejada em condições ambiente de alta temperatura, um trocador de calor para o resfriamento complementar da água destinada ao CAC seria necessário. Além disso, com o aumento da potência produzida pelo motor, a tendência é que o radiador tenha que dissipar ainda mais calor para o ambiente, fazendo com que o trocador de calor auxiliar seja necessário até mesmo em condições ambientes mais amenas. O resfriamento adicional no TCA pode ser realizado utilizando água gelada produzida por um *chiller* ou por água proveniente de uma torre de resfriamento.

Como o *chiller* por absorção é um equipamento indispensável para o sistema térmico, uma torre de resfriamento é necessária para resfriar o *chiller*. Porém, a água proveniente da torre também pode ser utilizado no TCA para auxiliar o sistema de resfriamento do motor. Como a temperatura da água da torre depende diretamente da condição ambiente, é possível que o TCA não seja capaz de resfriar a água do motor até os valores desejados quando o ar ambiente for quente e úmido.

O *chiller* por absorção é responsável pela produção da água gelada que será utilizada na serpentina, com possibilidade de ser utilizada no TCA. O calor residual do motor que será utilizado para alimentar o *chiller* pode ser proviente dos gases de exaustão do motor, em torno de 400°C, da água de resfriamento do motor, de aproximadamente 74°C, ou de uma combinação de ambos. Além disso, o *chiller* pode ser alimentado diretamente por estes fluxos ou por meio de um trocador de calor intermediário, utilizado para aquecer um circuito de água quente. A presença do trocador de calor de recuperação na configuração depende do fluxo de calor residual utilizado e do modelo do *chiller* por absorção.

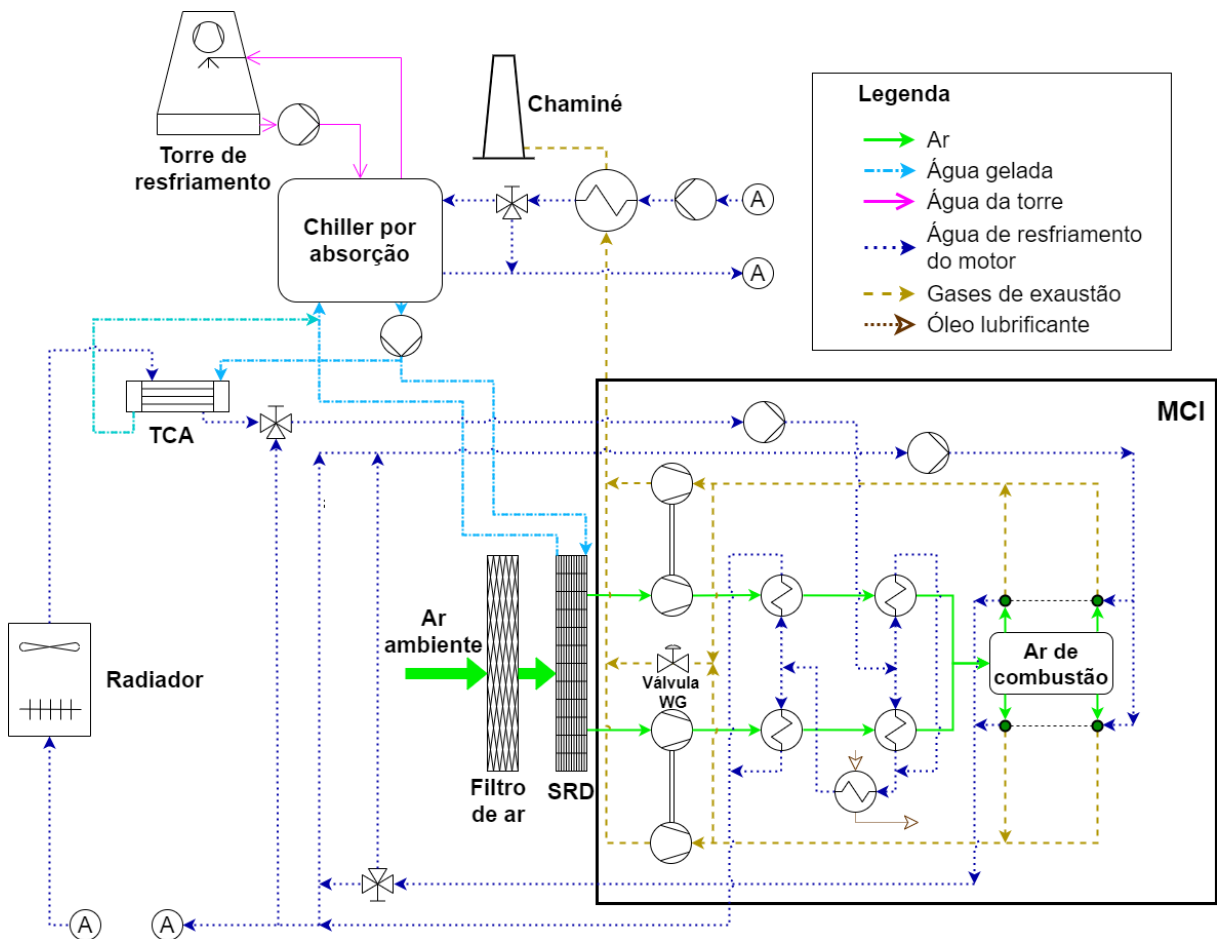
Nos modelos de *chillers* por absorção disponíveis comercialmente, a temperatura da água quente é da ordem de 100°C, conforme modelos dos catálogos [BROAD \(2017\)](#) e [LIFE'S GOOD \(2017\)](#). Considerando que a água de resfriamento proveniente do motor encontra-se a aproximadamente 74°C, o equipamento operaria com um *derating* (redução da capacidade nominal) considerável. Uma alternativa para a solução deste problema é a instalação de um trocador de calor que utiliza os gases de exaustão do motor para aquecer a água de resfriamento até a temperatura de operação do *chiller*. No entanto, deve-se atentar que, caso a temperatura da água de resfriamento na saída do *chiller* seja maior do que 74°C, o calor a ser dissipado pelo radiador aumentaria. Logo, poderia ser recomendado a utilização de um *chiller* por absorção *double lift*, que é alimentado por água quente a 95°C e com temperatura de saída de 55°C ([LIFE'S GOOD, 2017](#)), reduzindo a temperatura da água destinada ao radiador.

No caso de se utilizar um *chiller* por absorção alimentado somente por água quente proveniente de um trocador de calor instalado no sistema de exaustão de gases do motor, a alta temperatura dos gases de exaustão (aproximadamente 400°C) possibilita a utilização

de *chillers* de duplo efeito (que são alimentados por água quente em torno de 190°C). Como esta opção não utiliza calor proveniente do sistema de resfriamento do motor, o TCA deverá ser necessariamente maior do que em configurações na qual o *chiller* é acionado pela água do motor, promovendo uma redução da temperatura da mesma. No entanto, a perda de carga no sistema de resfriamento do motor é provocada apenas pelo TCA, diminuindo a necessidade de uma bomba *booster*, apresentando um menor impacto neste sistema do que as outras configurações.

O esquema do sistema térmico mostrado na Figura 14 representa a configuração que utiliza a água de resfriamento na saída do motor com aquecimento complementar em um trocador de calor instalado no sistema de exaustão de gases do motor.

Figura 14 – Sistema térmico com chiller por absorção usando água de resfriamento do motor com aquecimento complementar pelos gases de exaustão



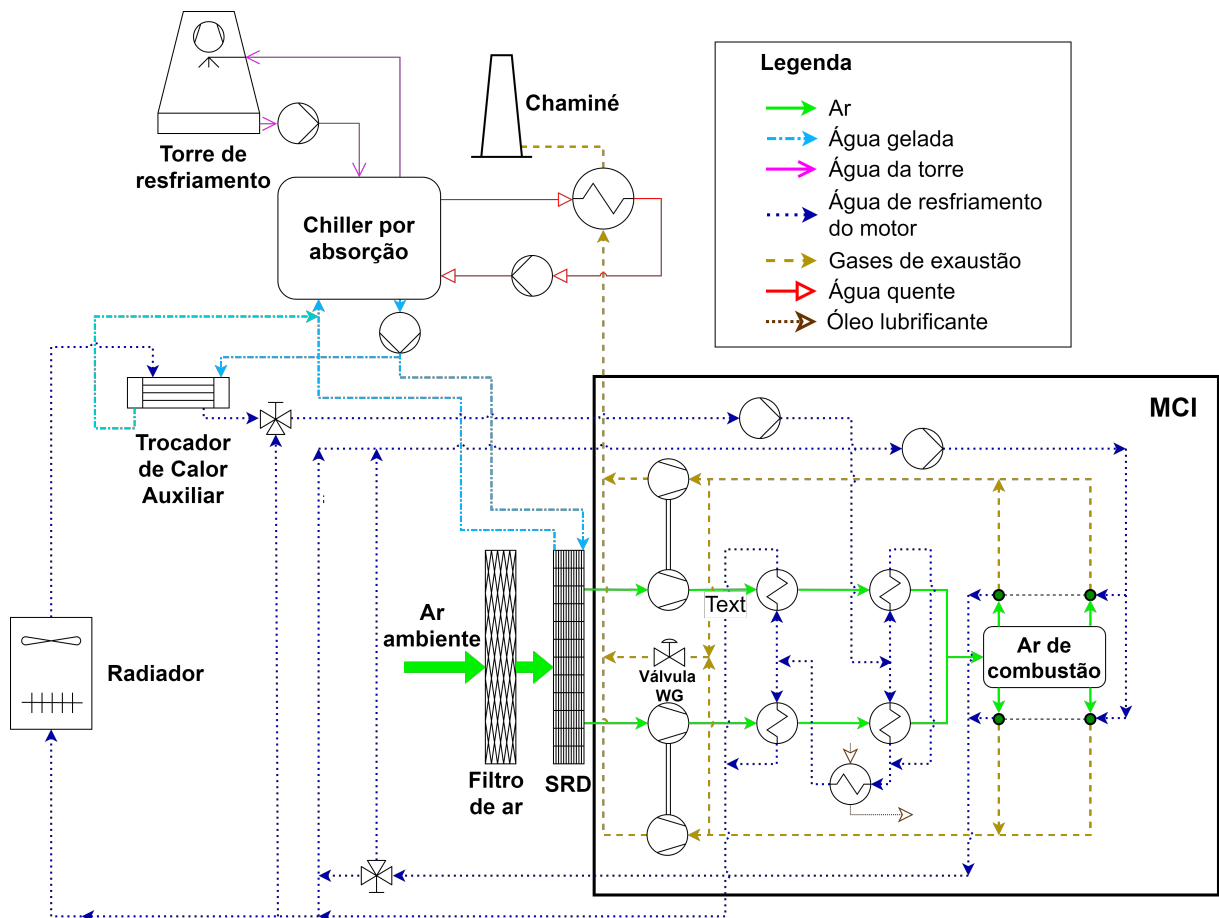
Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

O aquecimento é necessário para evitar *derating* no *chiller*, pois a temperatura da água proveniente do motor é relativamente baixa para o acionamento do *chiller*. Além disso, a perda de carga no circuito de resfriamento do motor é a maior dentre todas as configurações, pois seriam inseridos no sistema um *chiller* e o TCA. Logo, é provável que seria necessário

incluir uma bomba *booster* (auxiliar) para compensar as perdas de carga adicionais e evitar impactos negativos no motor.

A configuração do sistema térmico com *chiller* por absorção usando água quente produzida em um trocador de calor no sistema de exaustão de gases do motor está representado na [Figura 15](#). Devido a alta temperatura dos gases de exaustão, é possível aquecer o circuito de água quente até temperaturas altas o suficiente para acionar *chillers* por absorção de duplo efeito, que possuem maior eficiência dos que o de simples efeito. Outra vantagem do sistema é a simplicidade, tanto de controle quanto de instalação, deste sistema térmico em relação à configuração da [Figura 14](#), pois a única interferência no sistema de resfriamento do motor é a implementação do TCA. Devido a menor perda de carga adicionada ao sistema de resfriamento do motor, é possível que não seja necessário uma bomba auxiliar para manter as vazões próximas às nominais. A água quente utilizada para o acionamento do *chiller* pode ser substituída por óleo térmico ou por vapor de água, aumentando as opções de modelos de *chiller* que podem ser utilizadas.

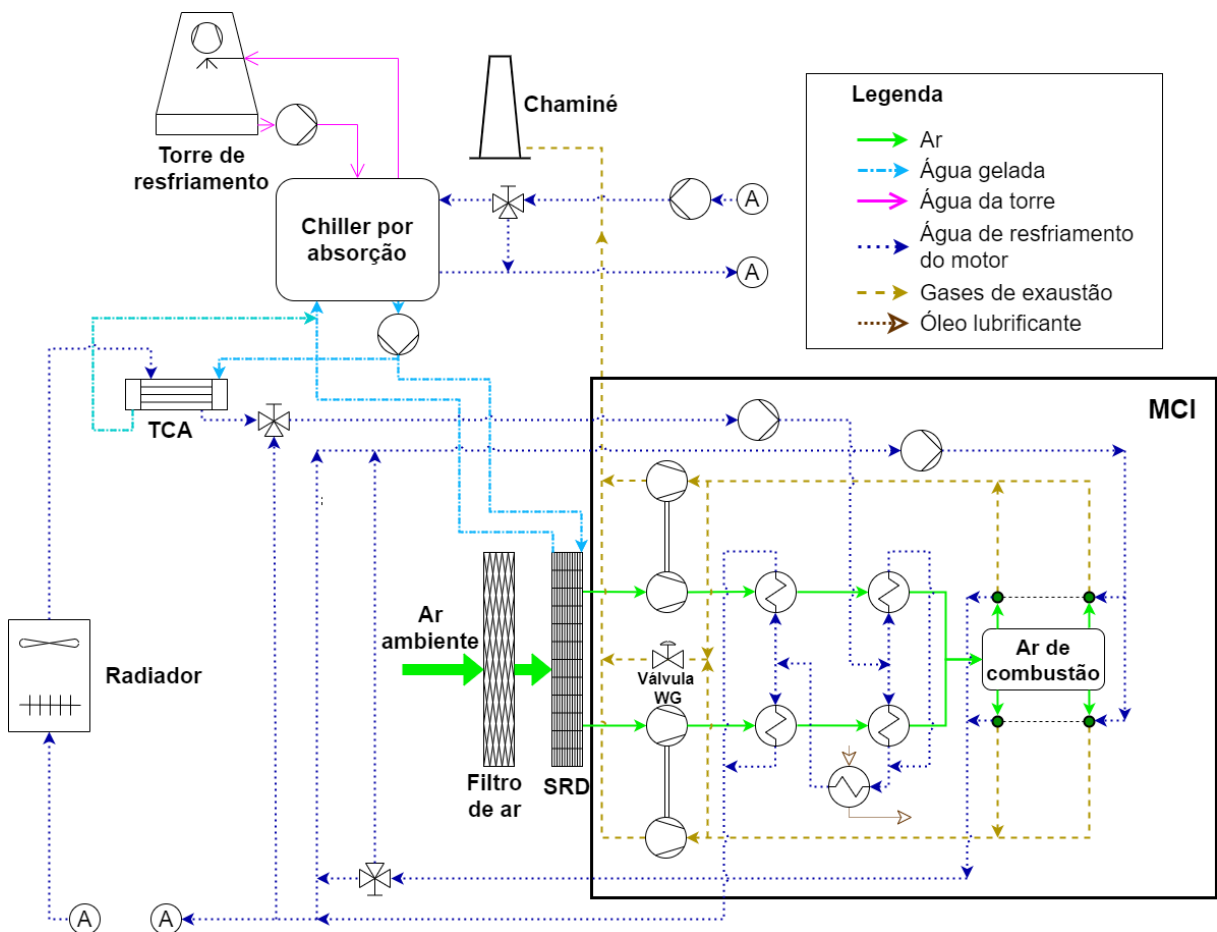
Figura 15 – Sistema térmico com *chiller* por absorção usando água quente produzida em um trocador de calor no sistema de exaustão de gases do motor



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

Outra alternativa seria um sistema térmico no qual o *chiller* é acionado somente pela água de resfriamento na saída do motor, conforme mostrado na Figura 16. Nesse caso, é provável que o *chiller* opere com capacidade reduzida, visto que a temperatura nominal da água quente necessária para acionar os *chillers* por absorção de simples efeito é mais alta que a temperatura da água de resfriamento na saída do motor. Além disso, deve-se analisar e comparar os benefícios de um *chiller* por absorção de simples efeito *double lift*, que apresentam maior redução de temperatura da água quente, com os de simples efeito convencionais. Similarmente a primeira configuração, mostrada na Figura 14, a implementação do *chiller* e do TCA no sistema de resfriamento do motor aumenta a probabilidade do uso de uma bomba auxiliar, aumentando o demanda de potência elétrica.

Figura 16 – Sistema térmico com *chiller* por absorção usando água de resfriamento do motor

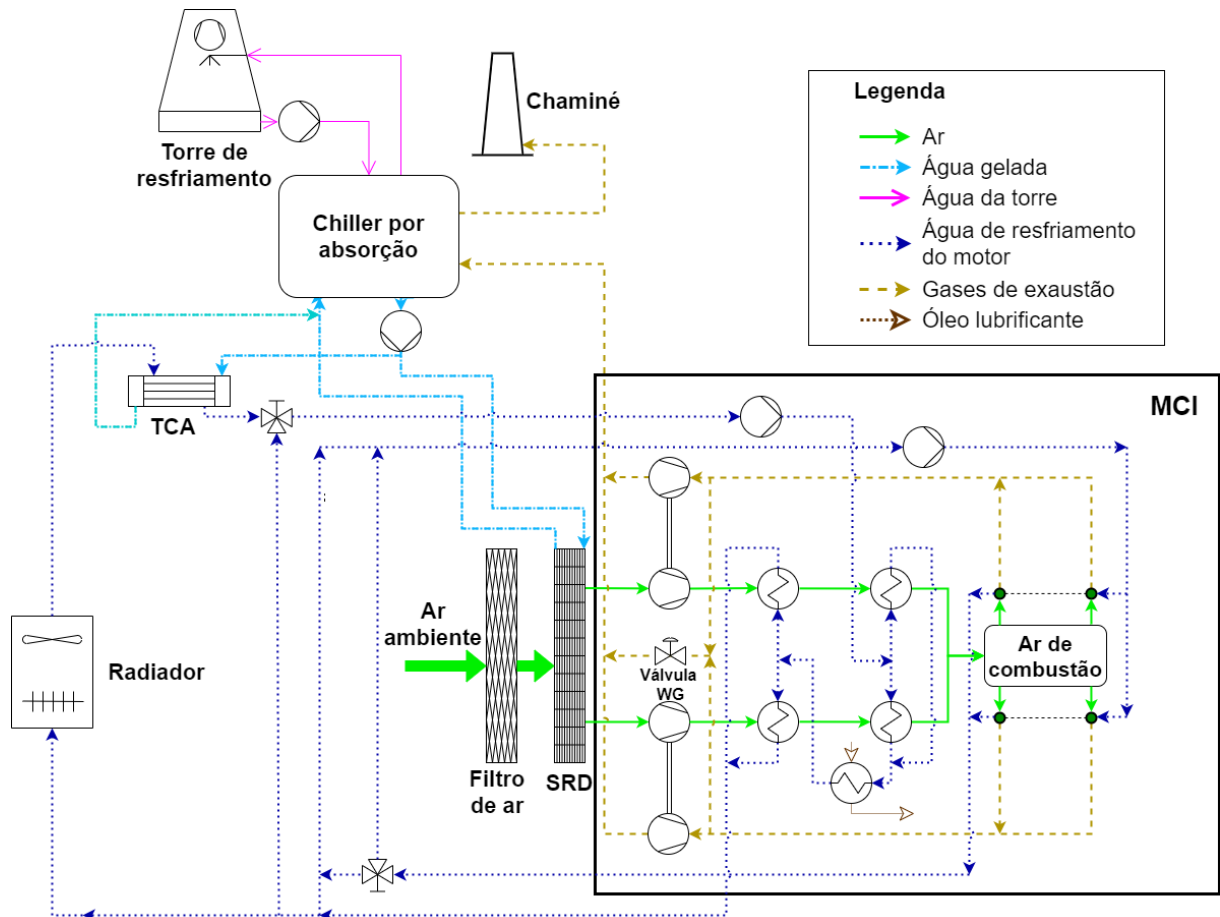


Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

O esquema mostrado na Figura 17 representa um sistema térmico que recupera calor residual diretamente dos gases de exaustão para acionar o *chiller* por absorção, sem necessidade de fluido intermediário. Com isso, o trocador de calor de recuperação não é necessário nesta configuração e um *chiller* de simples ou duplo efeito pode ser utilizado.

Como não há recuperação de calor residual do sistema de resfriamento do motor, a perda de carga adicional é somente aquela causada pelo TCA, com menor probabilidade de necessitar uma bomba auxiliar. Além disso, esta configuração possui baixa complexidade e apresenta facilidade de controle, devido ao menor número de equipamentos e circuitos, com pouca intrusão no motor.

Figura 17 – Sistema térmico com *chiller* por absorção usando gases de exaustão do motor

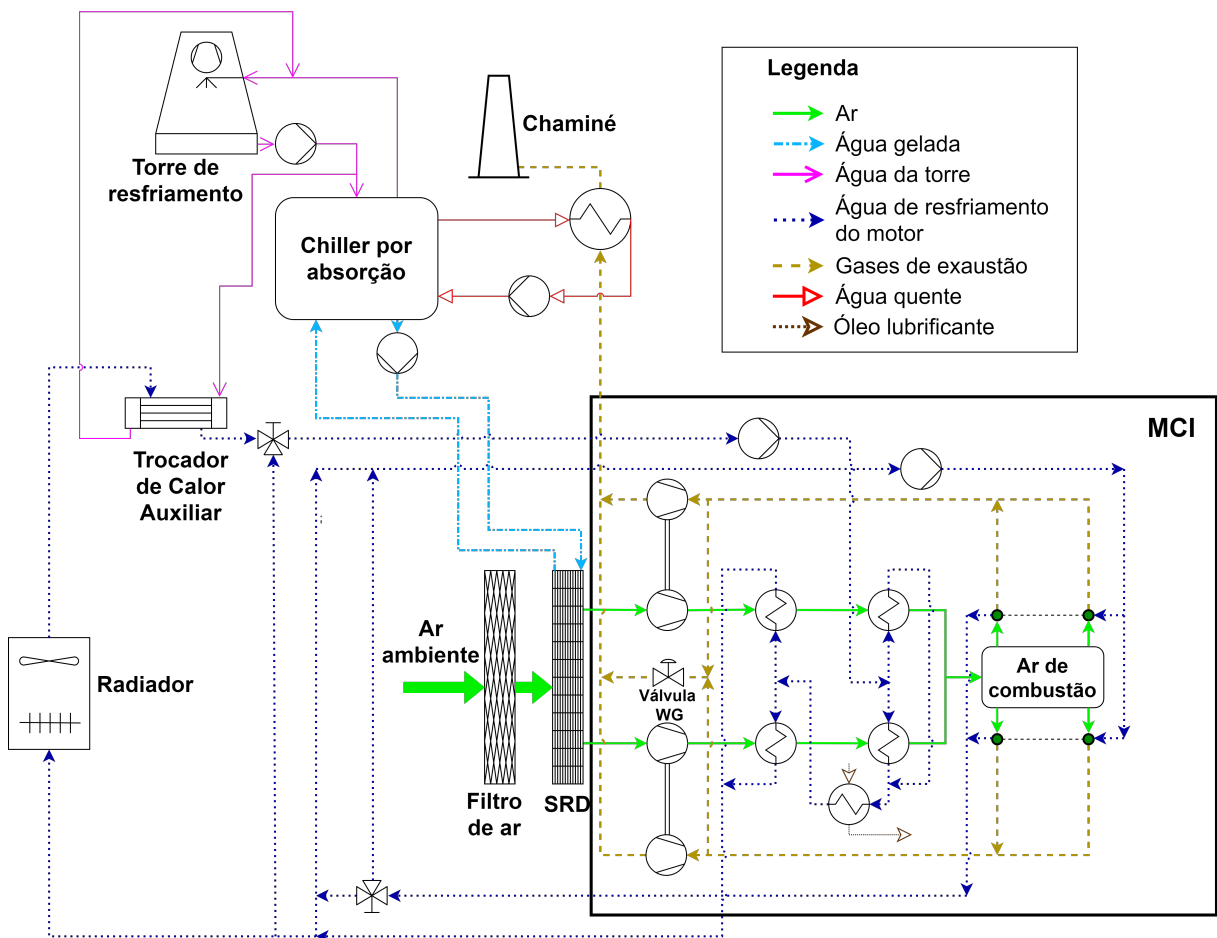


Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

Inicialmente, devido a maior complexidade, maior necessidade de modificação nos sistemas do motor e maior custo do *chiller* por absorção das outras opções, a configuração que contém o sistema térmico com *chiller* por absorção usando água quente produzida em um trocador de calor de recuperação no sistema de exaustão de gases, representada na [Figura 15](#), foi escolhida como a opção a ser instalada pelo projeto. Com isso, o procedimento explicado nas próximas seções foi utilizado para especificar as capacidades necessárias de cada equipamento. Com a especificação de todos os equipamentos do sistema térmico determinada, foram obtidas propostas para a aquisição e instalação do sistema térmico completo.

No entanto, de forma obter reduções do custo total do sistema, para contrabalancear a desvalorização do real, uma nova configuração de menor investimento inicial também foi analisada. Sabendo que o *chiller* por absorção é o equipamento de maior valor monetário nominal, e considerando também que o mesmo deve ser importado, o primeiro foco foi encontrar uma nova configuração que demandasse uma menor quantidade de água gelada do que a configuração original. Vale ressaltar que a prioridade do sistema térmico é a análise da influência do condicionamento do ar de combustão no desempenho do motor. Com isso, fica definido que a utilização de água gelada na serpentina de resfriamento e desumidificação é fundamental para o condicionamento do ar de admissão, pois permite a redução da temperatura do ar até menores valores, aumentando assim os efeitos no desempenho do motor. Sendo assim, a mudança mais adequada foi a troca do fluido do fluxo frio no TCA, que passa a utilizar água proveniente da torre de resfriamento ao invés de utilizar água gelada proveniente do *chiller*, conforme apresentado na [Figura 18](#).

Figura 18 – Sistema térmico com *chiller* por absorção usando água quente e utilizando água da torre de resfriamento para auxiliar o radiador do motor



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Com essa mudança, a demanda de água gelada do sistema cairia drasticamente, reduzindo

a capacidade necessária para o *chiller* e em consequência o custo total do sistema. Em contrapartida, a nova configuração limita a temperatura mínima possível para a água de resfriamento do motor, já que a temperatura de entrada do fluxo frio no TCA subiria de 7°C para aproximadamente 30°C na condição ambiente crítica, reduzindo assim o controle de temperatura da água na entrada do CAC e podendo até resultar em *derating* no motor. Logo, para este trabalho, duas configurações foram estudadas mais a fundo: a opção denominada como "configuração original", que utiliza água quente produzida pelos gases de exaustão do motor para acionar o *chiller* e água gelada no TCA; e a denominada "configuração alternativa", que utiliza água quente produzida pelos gases de exaustão do motor para acionar o *chiller* e água da torre de resfriamento no TCA.

3.3 Modelagem do Motor de Combustão Interna

A modelagem que integra o sistema térmico ao MCI foi desenvolvida em Python, com auxílio da biblioteca CoolProp (BELL et al., 2014) para definir as propriedades termodinâmicas. O *software* GT-Power foi utilizado para determinar a potência máxima que poderia ser desenvolvida por meio do resfriamento e desumidificação do ar de admissão. Além disso, o GT-Power também foi utilizado para simular o desempenho do motor em função da potência de eixo desenvolvida e da temperatura do ar saturado na entrada do turbocompressor. Resultados preliminares destas simulações, que foram utilizados neste trabalho, foram apresentados mais detalhadamente por Campbell et al. (2020), sendo a análise completa destas simulações tema de uma futura dissertação também ligada ao projeto CRATOS.

Inicialmente, um modelo utilizando parâmetros de projeto para todos os componentes do sistema térmico foi desenvolvido nos *softwares* Python e EES (CHUN et al., 2019). Nesta modelagem preliminar, como não era possível calcular o desempenho do motor em operação com potência acima da nominal, nem mesmo determinar a pressão máxima no cilindro para comparar aos limites de segurança, com 95% dos ciclos abaixo de 186 bar (WÄRTSILÄ, 2008), e a vazão de gás na *wastegate*, a potência elétrica produzida foi fixada em 8.545 kW. No entanto, para prosseguir com as simulações, tornou-se necessário o desenvolvimento de uma modelagem capaz de analisar a operação do motor em condições de operação diferentes. Logo, uma modelagem foi desenvolvida no *software* GT-Power, permitindo simular o desempenho de um motor Wärtsilä 20V34SG em várias condições operacionais, com a finalidade de determinar a potência mecânica máxima a ser desenvolvida com o condicionamento do ar de admissão.

Primeiramente, esta nova modelagem, desenvolvida no GT-Power, foi calibrada para que o balanço de energia do motor fosse igual ao balanço do modelo Wärtsilä 20V34SG, apresentado no catálogo do mesmo (WÄRTSILÄ, 2008). Com isso, a performance do motor produzindo potência de eixo de 8.700 kW, valor próximo ao operacional da usina, pode ser

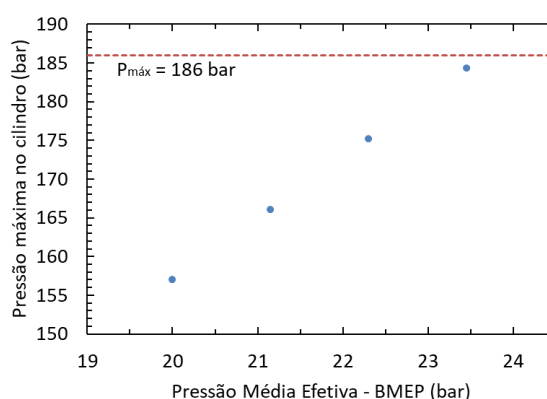
obtida utilizando a modelagem do GT-Power. Com a modelagem do motor calibrada no programa GT-Power, também pode-se alterar parâmetros para observar o comportamento do desempenho do motor em função destas variações.

Em seguida, a ferramenta *Design of Experiments* foi utilizada para avaliar o efeito da variação de certos parâmetros no desempenho do motor, com a finalidade de definir as condições que permitiriam a maior potência desenvolvida pelo motor. Os parâmetros variados para esta análise foram a pressão média efetiva ou *brake mean effective pressure* (BMEP, de 20 a 23,45 bar), equivalente a faixa de potência de eixo desenvolvida de 8.716 a 10.219 kW, e a temperatura do ar saturado na entrada do compressor (de 10°C a 25°C).

Para definir se o motor pode operar a certo valor de BMEP, deve-se observar se a pressão máxima do cilindro está dentro dos limites de segurança de operação, com 95% dos ciclos abaixo de 186 bar (WÄRTSILÄ, 2008), e a válvula *wastegate* não pode fechar completamente (vazão mássica igual a zero), representando que o turbocompressor ainda possui capacidade para comprimir o ar até a pressão de operação.

Para uma temperatura de ar na entrada do turbocompressor de 12,5°C, saturado, a pressão máxima nos cilindros do motor em função da pressão média efetiva (BMEP) é apresentada na Figura 19, enquanto a vazão mássica de gases de exaustão na válvula *wastegate* é mostrada na Figura 20. Nota-se que para estas condições, o motor operando a 23,45 bar de BMEP, equivalente a 10.219 kW de potência de eixo, não ultrapassa o limite de segurança de pressão no cilindro nem o limite físico do turbocompressor, representado pelo fechamento da válvula *wastegate*.

Figura 19 – Pressão máxima nos cilindros do motor em função da pressão média efetiva (BMEP), com ar de entrada a 12,5°C e 100% de UR

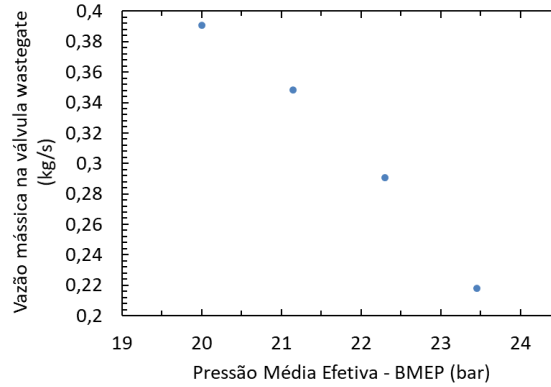


Fonte: Miotto et al. (2020).

Finalmente, uma modelagem do motor acoplado ao sistema térmico foi desenvolvida no *software* Python, considerando o ar na entrada do compressor como saturado a uma temperatura de 12,5°C. Para isso, foram definidas correlações para diversos parâmetros em

função da potência de eixo produzida (W_{eixo}), em kW, com base nos resultados mostrados na Tabela 1.

Figura 20 – Vazão mássica na válvula wastegate em função da pressão média efetiva (BMEP), com ar de entrada a 12,5°C e 100% de UR



Fonte: Miotto et al. (2020).

Tabela 1 – Resultado das simulações no GT-Power para ar saturado a 12,5°C na admissão do turbocompressor

Grandeza	Valores			
Brake Mean Effective Pressure, BMEP (bar)	20	21,15	22,3	23,45
Potência de eixo (kW)	8716	9217	9718	10219
Eficiência (%)	44,86	45,01	45,14	45,25
Vazão mássica de ar (kg/s)	13,88	14,64	15,4	16,16
Vazão mássica de gás natural (kg/s)	0,4021	0,4238	0,4456	0,4674
Pressão no coletor de ar (bar)	3,783	3,999	4,219	4,440
Pressão na entrada do compressor (bar)	0,9854	0,9837	0,9819	0,9799
Pressão na saída do compressor (bar)	3,868	4,091	4,317	4,546
Temperatura na saída do compressor (°C)	179,65	188,15	196,45	204,55
Pressão na entrada do turbina (bar)	3,016	3,198	3,384	3,574
Pressão na saída do turbina (bar)	1,037	1,04	1,043	1,047
Vazão mássica na wastegate (kg/s)	0,3908	0,3483	0,2906	0,2179

Fonte: Produzida pelo próprio autor.

Os parâmetros para os quais foram definidas correlações são: eficiência do motor (η_{motor}), pela equação (3.2); vazão mássica de ar (\dot{m}_{ar}), em kg/s, pela equação (3.3); vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN}), em kg/s, pela equação (3.4); pressão do ar de combustão no coletor de ar (P_{CA}), em Pa, pela equação (3.5); pressão do ar na entrada do compressor ($P_{comp,e}$), em Pa, pela equação (3.6); pressão do ar na saída do compressor ($P_{comp,s}$), em Pa, pela equação (3.7); temperatura do ar na saída do compressor ($T_{comp,s}$), em K, pela equação (3.8); pressão dos gases na entrada da turbina ($P_{turb,in}$), em Pa, pela equação (3.9); pressão dos gases na saída da turbina ($P_{turb,s}$), em Pa, pela equação (3.10); e vazão mássica

de gases na *wastegate* (\dot{m}_{wg}), em kg/s, pela equação (3.11).

$$\eta_{motor} = 2,7692 \cdot 10^{-10}(\dot{W}_{eixo})^2 + 7,8331 \cdot 10^{-6}(\dot{W}_{eixo}) + 0,40141 \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{ar} = 1,2050 \cdot 10^{-14}(\dot{W}_{eixo})^3 - 3,3020 \cdot 10^{-10}(\dot{W}_{eixo})^2 + 0,0015196(\dot{W}_{eixo}) + 0,65211 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{GN} = 1,817 \cdot 10^{-15}(\dot{W}_{eixo})^3 - 3,467 \cdot 10^{-11}(\dot{W}_{eixo})^2 + 4,360 \cdot 10^{-5}(\dot{W}_{eixo}) + 0,02350 \quad (3.4)$$

$$P_{CA} = 4,9810 \cdot 10^{-9}(\dot{W}_{eixo})^2 + 3,4288 \cdot 10^{-4}(\dot{W}_{eixo}) + 0,41569 \quad (3.5)$$

$$P_{comp,e} = -2,1913 \cdot 10^{-10}(\dot{W}_{eixo})^2 + 5,3583 \cdot 10^{-7}(\dot{W}_{eixo}) + 0,99738 \quad (3.6)$$

$$P_{comp,s} = 5,9761 \cdot 10^{-9}(\dot{W}_{eixo})^2 + 3,3780 \cdot 10^{-4}(\dot{W}_{eixo}) + 0,46952 \quad (3.7)$$

$$T_{comp,s} = -3,9806 \cdot 10^{-7}(\dot{W}_{eixo})^2 + 2,4123 \cdot 10^{-2}(\dot{W}_{eixo}) + 272,98 \quad (3.8)$$

$$P_{turb,e} = 7,9672 \cdot 10^{-9}(\dot{W}_{eixo})^2 + 2,2030 \cdot 10^{-4}(\dot{W}_{eixo}) + 1,06833 \quad (3.9)$$

$$P_{turb,s} = 9,9952 \cdot 10^{-10}(\dot{W}_{eixo})^2 - 1,2266 \cdot 10^{-5}(\dot{W}_{eixo}) + 1,06833 \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{wg} = -3,0064 \cdot 10^{-8}(\dot{W}_{eixo})^2 + 4,5428 \cdot 10^{-4}(\dot{W}_{eixo}) - 1,2847 \quad (3.11)$$

3.4 Modelagens da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação

A função da serpentina é realizar o resfriamento e desumidificação necessários para que a temperatura do coletor de ar do motor possa ser resfriada o suficiente para aumentar a potência produzida até 10MW, sem formação de condensado. Logo, com o estudo realizado no *software* GT-Power (CAMPBELL et al., 2020), determinou-se que seria necessário resfriar e desumidificar o ar até a temperatura de bulbo úmido de 12,5°C, sendo a demanda de água gelada na serpentina definida como a vazão de água gelada necessária para condicionar a temperatura ambiente até este ponto.

Neste trabalho, duas modelagens foram desenvolvidas para a serpentina de resfriamento e desumidificação, devido as vantagens de cada modelagem. A primeira, baseada em [Stoecker \(1989\)](#), é utilizada para determinar a quantidade de água gelada necessária para condicionar o ar de admissão, calculando as propriedades do ar em cada coluna de tubos da serpentina. Já a segunda modelagem, baseada em [Mansour e Hassab \(2012\)](#), é utilizada para fazer o dimensionamento do trocador de calor quanto as suas dimensões físicas, visto que a serpentina deve ser instalada na casa de filtros do motor, portanto deve-se atentar para que o trocador não seja maior do que o local.

As principais hipóteses adotadas para estas modelagens são: regime permanente; trocador de calor adiabático; resistência térmica da parede é constante em todo o trocador; coeficientes de transferência de calor constantes ao longo do trocador; calor específico dos fluidos é constante; e velocidade de temperatura dos fluidos na entrada da serpentina é uniforme na seção transversal ao escoamento.

A primeira modelagem da serpentina de resfriamento e desumidificação segue o modelo apresentado em [Stoecker \(1989\)](#), que possibilita determinar as propriedades termodinâmicas do ar na saída da serpentina, bem como estimar a área de troca térmica da serpentina. Esse modelo utiliza um método simples de discretização linear que permite prever o comportamento do resfriamento e da desumidificação do ar ao longo da serpentina. A superfície da serpentina em contato com o ar é considerada completamente molhada. Além disso, foi considerado que as temperaturas típicas de entrada e saída da água gelada na serpentina são de 7,0°C e 12,6°C, respectivamente.

Primeiramente, com a condição de entrada e saída do água gelada definida, divide-se a serpentina em 10 incrementos, sendo que todos os incrementos a água troca a mesma quantidade de calor com o ar. Ou seja, no lado água, a variação de temperatura ΔT_{agua} em cada incremento é constante, dada pela [equação \(3.12\)](#) onde n_r é o número de incrementos, $T_{agua,e}$ e $T_{agua,s}$ são as temperaturas da água na entrada e na saída do incremento, respectivamente. Com isso, é possível definir a temperatura da água gelada em cada seção.

$$\Delta T_{agua} = (T_{agua,s} - T_{agua,e})/n_r \quad (3.12)$$

Já no lado ar, a variação da entalpia do ar Δh_{ar} , definida pela [equação \(3.13\)](#), em cada incremento é constante. Porém, devido a redução da umidade ao longo da serpentina, a temperatura de bulbo seco varia não uniformemente. Portanto, com a condição de entrada do ar ambiente e a condição desejada de saída do ar (12,5°C e 100% de UR) é possível definir a entalpia do ar entre cada incremento.

$$\Delta h_{ar} = (h_{ar,e} - h_{ar,s})/n_r \quad (3.13)$$

A razão entre a área externa (A_{ext}) e a interna (A_{int}) da serpentina é considerada igual a 16, baseado na modelagem de [Stoecker \(1989\)](#). Os coeficientes de convecção de ambos os lados são considerados constantes, sendo do lado água (h_c) igual $3 \text{ kW}/\text{m}^2\text{K}$ e do lado ar (h_{hot}) igual a $0,055 \text{ kW}/\text{m}^2\text{K}$, usando como referência a modelagem apresentada em [Stoecker \(1989\)](#). A razão R é calculada de acordo com a [equação \(3.14\)](#), onde $c_{P,ar}$ é o calor específico do ar.

$$R = \frac{h_{hot}A_{ext}}{c_{P,ar} \cdot h_c \cdot A_{int}} \quad (3.14)$$

Com a razão R calculada, pode-se determinar a entalpia do ar saturado na superfície molhada (h_{sm}) na entrada da superfície por meio da [equação \(3.15\)](#), onde T_{agua} é a temperatura da água, T_{sm} é a temperatura da superfície molhada e h_{ar} é a entalpia do ar.

$$R = \frac{T_{sm} - T_{agua}}{h_{ar} - h_{sm}} \quad (3.15)$$

Além disso, sabe-se que o calor transferido para o ar em uma das seções da serpentina é definido por balanço de energia e massa, dado pela [equação \(3.16\)](#).

$$\dot{Q}_{SR}^i = \dot{m}_{ar} \Delta h_{ar}^i \quad (3.16)$$

Com o calor transferido definido, pode-se calcular a área da seção i , A_{SR}^i , pela [equação \(3.17\)](#), sendo a área total da serpentina igual a soma das áreas de todas as seções.

$$A_{SR}^i = \frac{\dot{Q}_{SR}^i c_{P,ar}}{h_{hot}} \left(\frac{(h_{ar}^i + h_{ar}^{i+1})}{2} + \frac{(h_{sm}^i + h_{sm}^{i+1})}{2} \right) \quad (3.17)$$

Enfim, é possível calcular a temperatura de bulbo seco T_{bs} na saída de cada seção da serpentina por meio da [equação \(3.18\)](#).

$$T_{bs}^{i+1} = \frac{\dot{m}_{ar} c_{P,ar} T_{bs}^i - A_{SR}^i h_{hot} (T_{bs}^i/2 - (T_{sm}^i + T_{sm}^{i+1})/2)}{A_{SR}^i h_{hot}/2 + \dot{m}_{ar} c_{p,ar}} \quad (3.18)$$

Sabendo a entalpia, a pressão e a temperatura de bulbo seco, é possível definir as propriedades do ar em cada incremento. Por fim, a vazão mássica de condensado \dot{m}_{cond} na serpentina é dada por [equação \(3.19\)](#), na qual w_{ar} representa a umidade absoluta do ar.

$$\dot{m}_{cond}^i = \dot{m}_{ar} (w_{ar}^i - w_{ar}^{i+1}) \quad (3.19)$$

A vazão de água gelada na serpentina, utilizada para resfriar o ar ambiente, pode ser definida pela equação (3.20).

$$\dot{Q}_{SR,total} = \dot{m}_{ag} \Delta h_{ag} \quad (3.20)$$

Com isso, esta modelagem, baseada em [Stoecker \(1989\)](#), pode ser utilizada para definir a vazão de água necessária para resfriar o ambiente até a condição desejada de ar saturado a 12,5°C. Além disso, também é calculado a área necessária para cada condição ambiente, permitindo determinar qual a condição crítica de operação na serpentina.

Adicionalmente, outra modelagem para a serpentina foi desenvolvida para definir as dimensões físicas da mesma. A serpentina tem como função principal o condicionamento do ar de admissão do motor, para isso, deve ser instalada na casa de filtro da unidade geradora, mostrada na [Figura 21](#). Portanto, como a serpentina não pode ser maior do que a casa de filtro, as dimensões máximas da serpentina são definidas como 1,4m de altura, 3,3m de comprimento (direção horizontal perpendicular ao fluxo de ar) e 1,6m de profundidade (direção horizontal paralela ao fluxo de ar).

Para determinar as características geométricas de uma serpentina que se encaixariam no perfil desejado, o modelo de [Mansour e Hassab \(2012\)](#) foi utilizada como base. Nesta modelagem, os parâmetros geométricos da serpentina estão representados no esquema da [Figura 22](#).

Primeiramente, a serpentina é dividida em 8 incrementos, maior valor possível para o modelo de [Mansour e Hassab \(2012\)](#), representando as colunas de tubos. A área externa de cada incremento ΔA_{ext} é definido pela equação (3.21), com o respectivo NTU definido por equação (3.22). A área interna de um incremento ΔA_{int} e o NTU são calculados de maneira similar, pela equação (3.23) e pela equação (3.24), respectivamente.

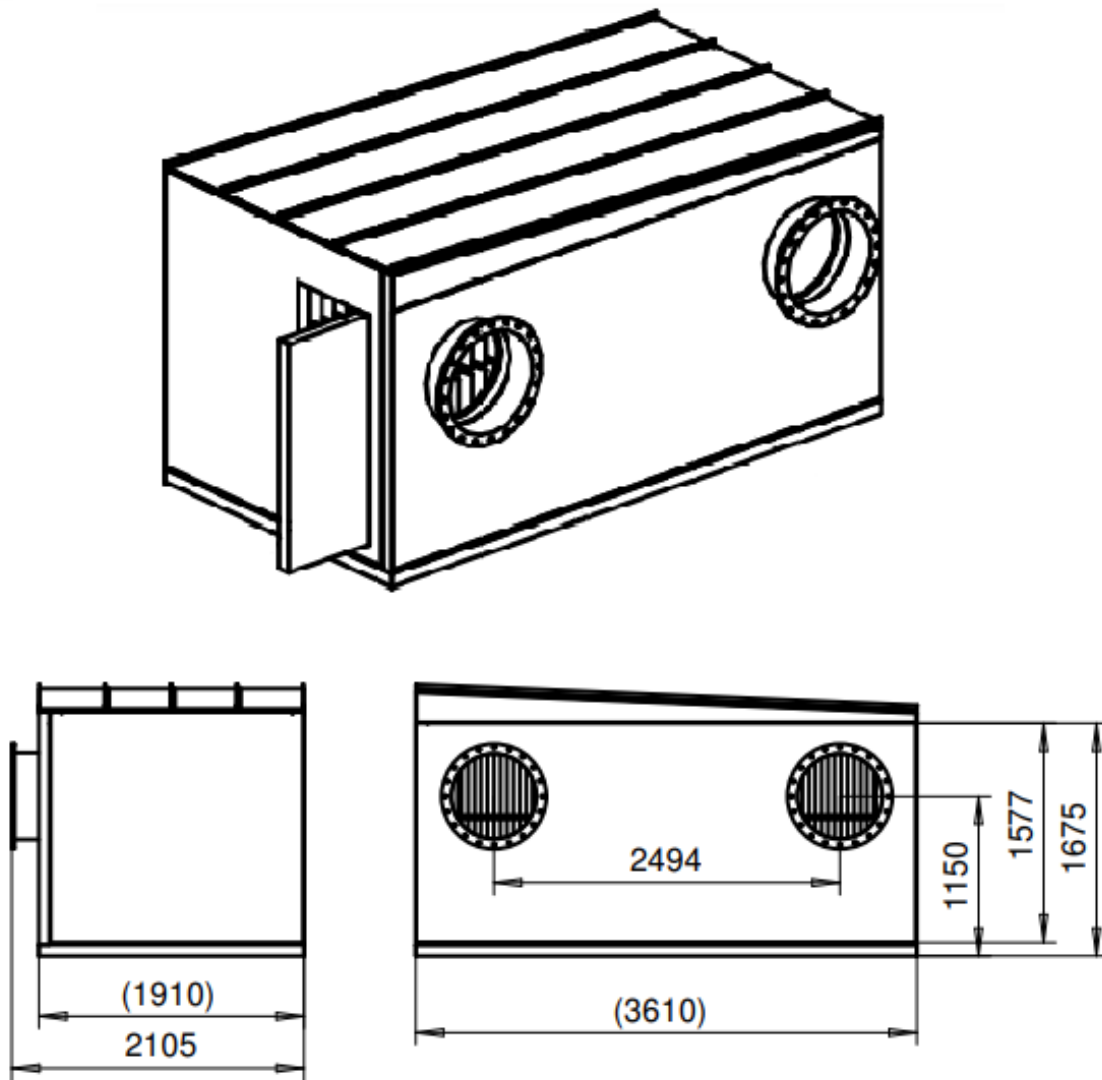
$$\Delta A_{ext} = \frac{\beta S_L \dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} V_{face}} \quad (3.21)$$

$$\Delta NTU_{ext} = \frac{\eta_s h_{ext} \Delta A_{ext}}{\dot{m}_{ar} c_{P,ar}} \quad (3.22)$$

$$\Delta A_{int} = \frac{A_{int}}{A_{ext}} \cdot \Delta NTU_{ext} \quad (3.23)$$

$$\Delta NTU_{int} = \frac{\eta_s h_{int} \Delta A_{int}}{\dot{m}_{agua} c_{P,agua}} \quad (3.24)$$

Figura 21 – Dimensões da casa de filtro de uma unidade geradora



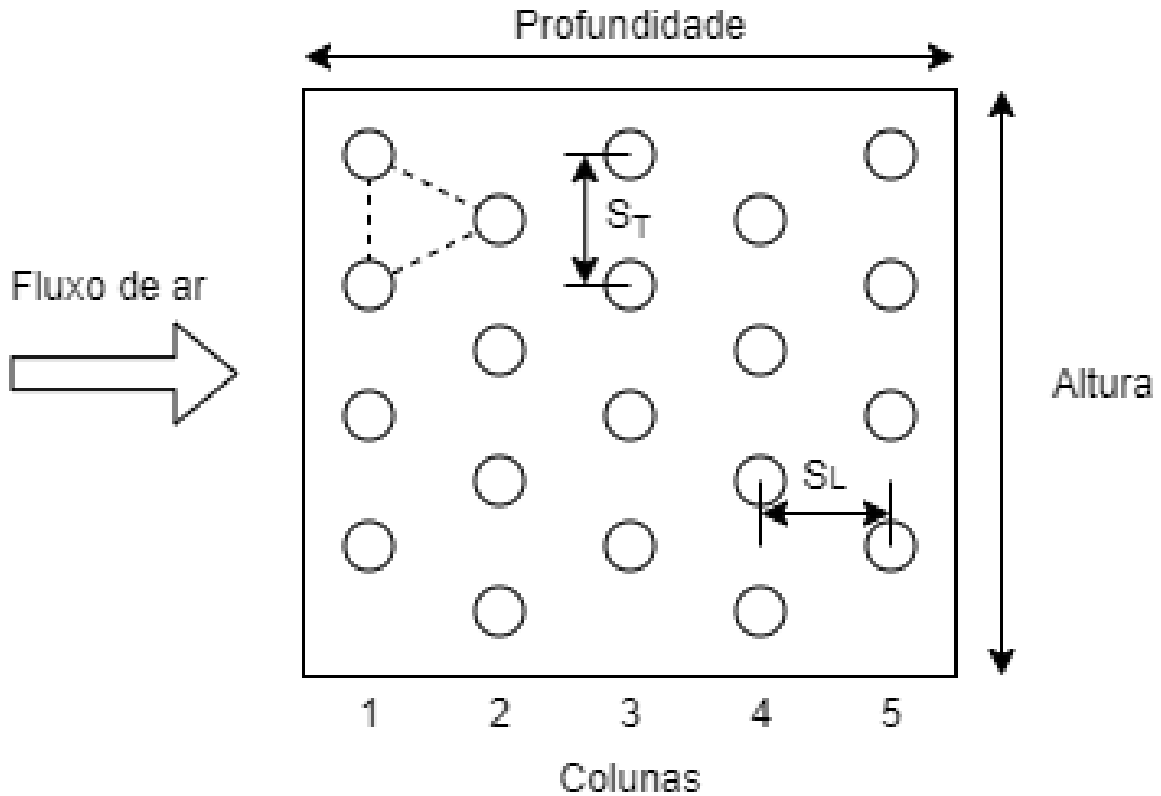
Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Então, calcula-se o coeficiente R da serpentina, de acordo com a fórmula [equação \(3.25\)](#).

$$R_{serp} = \left[\frac{h_{int} C_{P,ar}}{h_{ext} \eta_s} \left(\frac{\Delta A_{int}}{\Delta A_{ext}} \right) \right] \left[\frac{1 + \frac{\Delta NTU_{ext}}{2}}{1 - \frac{\Delta NTU_{int}}{2}} \right] \quad (3.25)$$

Determina-se a temperatura da superfície molhada da serpentina T_{sm}^i em um incremento, pela [equação \(3.26\)](#). Caso essa temperatura seja maior do que a temperatura de orvalho do ar em escoamento, a serpentina é considerada seca. Se a temperatura de superfície for

Figura 22 – Esquema com os parâmetros geométricos da serpentina



Fonte: Adaptado de Mansour e Hassab (2012).

menor ou igual a de orvalho, então a serpentina é considerada molhada.

$$T_{sm}^i = \frac{-(R_{serp} + 1,4) + \sqrt{(R_{serp} + 1,4)^2 + 0,184(h_{ar}^i + R_{serp}T_{agua}^i - 10,76)}}{0,092} \quad (3.26)$$

Caso a serpentina esteja seca, a temperatura de superfície é definida pela equação (3.27). O calor trocado em um incremento ΔQ_c^i é definido pela equação (3.28), sendo utilizado para definir a variação de temperatura da água na equação (3.29).

$$T_{sm}^i = \frac{T_{ar}^i + R_{serp}T_{agua}^i}{R_{serp} + 1} \quad (3.27)$$

$$\Delta Q_c^i = \frac{h_{int} + \Delta A_{int}}{1 - \frac{\Delta NTU_{int}}{2}} (T_{sm}^i - T_{agua}^i) \quad (3.28)$$

$$T_{agua}^{i+1} = T_{agua}^i - \frac{\Delta Q_c^i}{\dot{m}_{agua} c_{P,agua}} \quad (3.29)$$

Por fim, a temperatura do ar na saída da serpentina é definida pela equação (3.30), para o caso de superfície seca, mantendo a umidade absoluta constante. Já para superfícies molhadas, primeiro a entalpia do ar é definida utilizando o calor transferido, equação (3.31), e a temperatura do ar pode ser calculada pela equação (3.32). Com a entalpia e a temperatura de bulbo seco definida, a umidade absoluta pode ser definida utilizando a biblioteca CoolProp, determinando a desumidificação do ar.

$$T_{ar}^{i+1} = T_{ar}^i - \frac{\Delta Q_c^i}{\dot{m}_{ar} c_{P,ar}} \quad (3.30)$$

$$h_{ar}^{i+1} = h_{ar}^i - \frac{\Delta Q_c^i}{\dot{m}_{ar}} \quad (3.31)$$

$$T_{ar}^{i+1} = \left[\frac{(1 - \frac{\Delta NTU_{ext}}{2})}{(1 + \frac{\Delta NTU_{ext}}{2})} \right] T_{ar}^i + \left[\frac{(\Delta NTU_{ext})}{(1 + \frac{\Delta NTU_{ext}}{2})} \right] T_{sm}^i \quad (3.32)$$

Com a repetição do processo para cada incremento, o estado do ar em cada coluna da serpentina pode ser calculado, assim como a temperatura da água. Vale ressaltar que a entrada de água (7°C) ocorre na última coluna de tubos, onde o ar se encontra mais frio. O número de tubos necessários para a serpentina pode ser determinado utilizando a definição da vazão de água da serpentina, na equação (3.33), na qual N_c é o número de colunas, N_t o número de tubos e V_{agua} é a velocidade de escoamento da água.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{N_t}{N_p} \rho_{agua} \left(\frac{\pi}{4} d_i^2 \right) V_{agua} \quad (3.33)$$

O número de fileiras de tubos N_r é definido pela divisão entre o número de tubos totais N_t e o número de colunas N_c , conforme mostra a equação (3.54). A altura da serpentina H é então calculada, sabendo o número de fileiras e a distância entre as mesmas S_T , pela equação (3.35). O comprimento da serpentina é calculado pela definição da área interna da mesma, representada na equação (3.36). Já a profundidade pode ser calculada utilizando a distância entre colunas S_L e o número de colunas da serpentina, relação mostrada na equação (3.37).

$$N_r = \frac{N_t}{N_c} \quad (3.34)$$

$$H_{serp} = S_T N_r \quad (3.35)$$

$$A_i = N_t \pi d_i L_{serp} \quad (3.36)$$

$$D_{serp} = S_L N_c \quad (3.37)$$

Com isso, fica possível determinar as dimensões físicas da serpentina, como altura, comprimento e profundidade, de modo que a mesma tenha que ser menor do que a casa de filtros onde será instalada.

3.5 Modelagem do Sistema de Resfriamento do motor Wärtsilä 20V34SG

O sistema de resfriamento do motor é o responsável por dissipar para o ambiente todo o calor absorvido no bloco, no circuito de óleo e no CAC do motor. Originalmente, esta dissipação é feita apenas pelo radiador, porém, com a implementação do TCA, este resfriamento será feito em dois componentes. Considerando que o resfriamento feito no TCA permite reduzir a rotação dos ventiladores do radiador, gerando economia de energia elétrica, é importante entender e definir os comportamentos dos componentes presentes neste sistema auxiliar do motor.

Primeiramente, deve-se determinar a quantidade de calor a ser dissipado pelo radiador, proveniente da operação do motor. O *software* GT-Power não foi utilizado por apresentar limitações no que se refere ao sistema de resfriamento do motor. Logo, o calor rejeitado pela máquina é obtido através da extrapolação do balanço de energia apresentado no catálogo Wäertsilä (2008), valores apresentados na Tabela 2. O balanço de energia do motor é baseado nas condições de referência definidas na norma ISO 3046-1 (ISO CENTRAL SECRETARY, 2002), exceto para a água de resfriamento do ar de combustão que é considerada a 35°C (WÄRTSILÄ, 2008).

Tabela 2 – Balanço de energia no motor Wäertsilä 20V34SG.

Grandeza	Valores			
	100	90	75	50
Carga (%)	100	90	75	50
Brake Mean Effective Pressure, BMEP (bar)	19,96	17,97	14,97	9,98
Potência de eixo (kW)	8700	7830	6525	4350
Eficiência (%)	48,0	47,5	46,3	43,0
Óleo lubrificante (kW)	930	900	850	730
Bloco do motor (kW)	1230	1140	1040	900
CAC HT (kW)	1170	880	590	230
CAC LT (kW)	720	640	490	310
CAC total (kW)	1890	1520	1080	540
Radiação (kW)	280	270	260	250

Fonte: Wäertsilä (2008)

O balanço de energia da [Tabela 2](#) é utilizada para determinar correlações do calor dissipado pelo motor, em %. Para o calor dissipado para o óleo lubrificante L_{loc} , que se encontra entre os dois estágios do CAC, a correlação é dada pela [equação \(3.38\)](#). O calor dissipado por radiação e convecção para o ambiente L_{rc} é dado pela [equação \(3.39\)](#), o calor do bloco L_{bloco} pela [equação \(3.40\)](#) e o calor dissipado no CAC L_{CAC} , somando os dois estágios, pela [equação \(3.41\)](#).

$$L_{loc} = -2,27 \cdot 10^{-21} (\dot{W}_{eixo})^5 + 5,08 \cdot 10^{-17} (\dot{W}_{eixo})^4 - 3,19 \cdot 10^{-13} (\dot{W}_{eixo})^3 + 8,38 \cdot 10^{-2} \quad (3.38)$$

$$L_{rc} = -1,86 \cdot 10^{-21} (\dot{W}_{eixo})^5 + 3,95 \cdot 10^{-17} (\dot{W}_{eixo})^4 - 2,28 \cdot 10^{-13} (\dot{W}_{eixo})^3 + 3,22 \cdot 10^{-2} \quad (3.39)$$

$$L_{bloco} = -4,04 \cdot 10^{-21} (\dot{W}_{eixo})^5 + 8,89 \cdot 10^{-17} (\dot{W}_{eixo})^4 - 5,27 \cdot 10^{-13} (\dot{W}_{eixo})^3 + 0,107 \quad (3.40)$$

$$L_{CAC} = 3,64 \cdot 10^{-21} (\dot{W}_{eixo})^5 - 7,67 \cdot 10^{-17} (\dot{W}_{eixo})^4 + 4,99 \cdot 10^{-13} (\dot{W}_{eixo})^3 + 3,41 \cdot 10^{-2} \quad (3.41)$$

Além disso, a energia dispersada pelos gases L_{gases} pode ser calculada pelo balanço de energia com os valores já conhecidos, como demonstrado na [equação \(3.42\)](#).

$$L_{gases} = 1 - L_{cac} - L_{bloco} - L_{rc} - L_{loc} - \eta_{motor} \quad (3.42)$$

Dentre as formas de rejeição de calor do motor, a radiação, a convecção e os gases de exaustão rejeitam calor para o ambiente enquanto a água de resfriamento do motor é responsável por absorver o calor rejeitado pelo bloco do motor, pelo CAC e pelo óleo lubrificante. Após absorver o calor rejeitado pelo motor, a água de resfriamento do mesmo deve ser encaminhada para o radiador para que essa energia adicionada \dot{Q}_{rad} , dada pela [equação \(3.43\)](#), possa ser rejeitada ao ambiente.

$$\dot{Q}_{rad} = (L_{bloco} + L_{loc} + L_{cac}) \dot{Q}_{GN} \quad (3.43)$$

Onde \dot{Q}_{GN} é a energia adicionada ao motor pelo gás natural, dado pela [equação \(3.44\)](#).

$$\dot{Q}_{GN} = W_{eixo} / \eta_{motor} \quad (3.44)$$

O radiador foi modelado como um trocador de calor com coeficiente global de transferência de calor fixo, utilizando diferença de temperatura média logarítmica e considerando os parâmetros disponibilizados pelo fabricante ([WÄRTSILÄ, 2009](#)), apresentados na [Tabela 3](#).

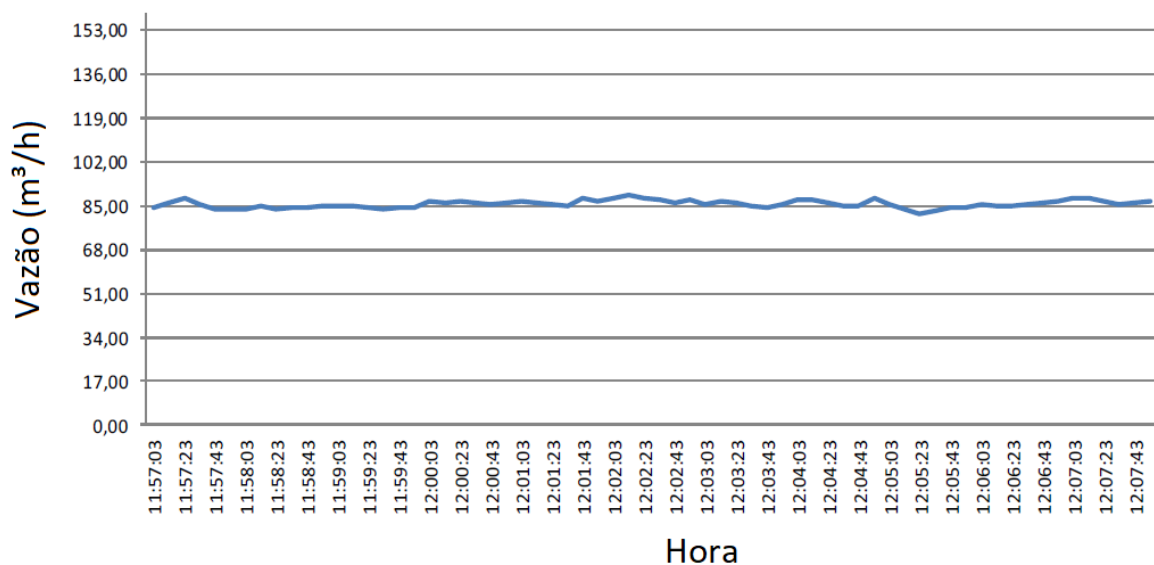
Tabela 3 – Parâmetros de projeto para modelagem do radiador.

Parâmetro	Valor Fabricante
Área (m^2)	10126
Coefficiente global de transferência de calor ($W/m^2 - K$)	46,59
Potência de eixo nominal (kW)	85,4
Vazão mássica nominal de ar (kg/s)	210,2
Rotação nominal do ventilador (rpm)	865

Fonte: Wäertsilä (2009).

A vazão de água no circuito LT (\dot{m}_{LT}), que é encaminhada para o radiador e para a válvula de três vias LT, foi definida através de medições de vazão feitas na usina por uma empresa terceirizada. Para evitar interferências no circuito de água de resfriamento do motor, foi utilizado um medidor de vazão ultrassônico em uma unidade geradora em operação, com os resultados apresentados na [Figura 23](#). Para os cálculos, o valor médio de 23,772 kg/s foi adotado.

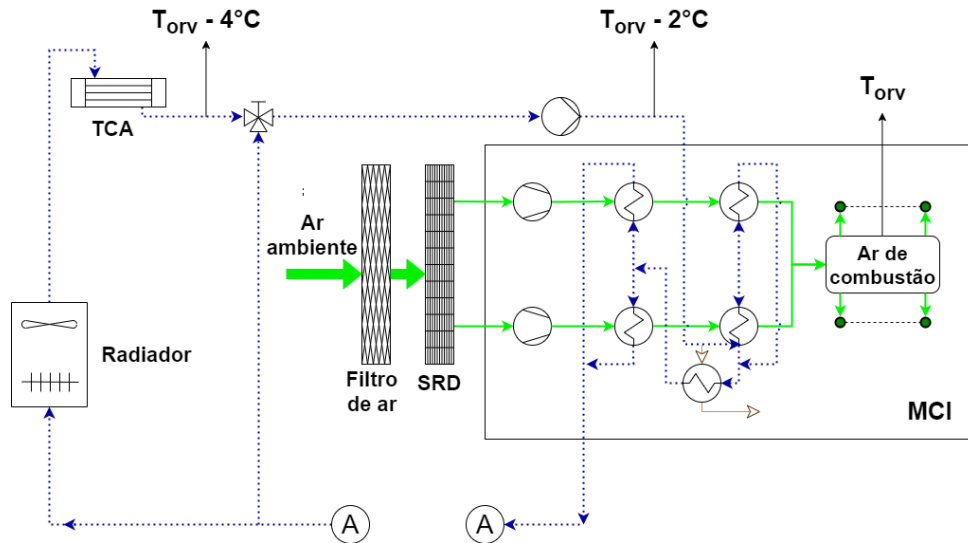
Figura 23 – Vazão volumétrica da água no radiador, com a válvula três vias completamente fechada



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

No sistema de controle do motor, a temperatura desejada da água imediatamente antes da válvula ($TE120$) deve ser $2^{\circ}C$ abaixo da temperatura da água na entrada do CAC (que por sua vez é igual a $2^{\circ}C$ abaixo da temperatura de orvalho no CAC), como mostra a [Figura 24](#).

Figura 24 – Esquema representativo do controle do sistema de resfriamento do motor



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2021).

Assim, é possível determinar a vazão destinada ao radiador \dot{m}_{rad} e a temperatura de entrada da água no mesmo pela solução da equação (3.45) e da equação (3.46) em conjunto.

$$\dot{m}_{rad} = \dot{Q}_{rad} / (h_{rad,agua,e} - h_{rad,agua,s}) \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{rad} = \frac{\dot{m}_{LT} h_{CAC,agua,e} - \dot{m}_{rad} h_{rad,agua,e}}{h_{rad,agua,e} - h_{rad,agua,s}} \quad (3.46)$$

Onde $h_{rad,agua,e}$ é a entalpia da água na entrada do radiador, $h_{rad,agua,s}$ é a entalpia da água na saída do radiador e $h_{CAC,agua,e}$ é a entalpia da água na entrada do CAC.

Com todos os parâmetros termodinâmicos e físicos definidos, e sabendo as temperaturas de entrada dos fluxos de ar e de água, é possível utilizar condições ambientes no modelo para obter resultados das temperaturas de saída de ambos os fluxos.

Primeiramente, calcula-se a menor temperatura até a qual o radiador consegue resfriar a água do motor ($TE_{120,proj}$), simulando o mesmo com a rotação nominal, de 865 rpm, e vazão de ar nominal, de 210,2 kg/s. Para isso, deve-se determinar as temperaturas de saída do radiador de modo a igualar as três formas de calcular o calor transferido: por Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML), dado pela equação (3.47), onde U_{rad} é o coeficiente global de transferência de calor; por balanço de energia no lado água, dado pela equação (3.49); e por balanço de energia no ar, dado pela equação (3.48), onde $h_{rad,ar,s}$ é a entalpia do ar na saída do radiador e $h_{rad,ar,e}$ é a entalpia do ar na entrada do

radiador.

$$\dot{Q}_{rad} = U_{rad} A_{rad} DTML_{rad} \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{rad,ar} (h_{rad,ar,s} - h_{rad,ar,e}) \quad (3.48)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{rad,agua} (h_{rad,agua,e} - h_{rad,agua,s}) \quad (3.49)$$

Após definir a temperatura mínima $TE120_{proj}$, a mesma é comparada com o valor desejado para tal ponto, conforme mostra a [equação \(3.50\)](#).

$$T_{rad,agua,s} = \begin{cases} TE120_{proj} & \text{se } TE120_{proj} > T_{CAC,agua,e} - 2 \\ TE120 & \text{se } TE120_{proj} < T_{CAC,agua,e} - 2 \end{cases} \quad (3.50)$$

Caso o radiador seja capaz de resfriar a água até o valor desejado, então as rotações dos ventiladores são reduzidas para que a temperatura de saída seja igual à temperatura de controle. No entanto, quando o radiador não é capaz de resfriar a água do motor, a rotação dos ventiladores é mantida na nominal e a temperatura de saída é igualada à temperatura de projeto. Segundo valores de rotação salvos pelo sistema de dados da UTE LORM, nos primeiros 6 meses de 2019, em cerca de 30% do tempo de operação do motor os ventiladores do radiador estiveram em rotação nominal.

Nos casos em que as rotações dos ventiladores estão na nominal, o resfriamento para que a água proveniente do radiador atinja o valor de controle deve ser auxiliado por um trocador de calor a ser instalado. A demanda de água gelada para configuração inicial e de água da torre para a alternativa para o TCA será igual a quantidade necessária para resfriar a água de resfriamento do motor até a temperatura desejada na entrada da válvula de três vias.

Logo, em dias frios no qual o radiador consegue promover o resfriamento da água, a demanda de água gelada será zero. Nestes casos, sabendo a temperatura da água na saída do radiador, a quantidade de calor trocado ([equação \(3.43\)](#)) e o DTML ([equação \(3.47\)](#)), a temperatura do ar na saída pode ser determinada pela definição de DTML. Com isso, a vazão mássica de ar no radiador é dada pela [equação \(3.48\)](#). Finalmente, a rotação dos ventiladores (n) é calculada pela relação de similaridade de ventiladores ([FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2001](#)), dada pela [equação \(3.51\)](#), onde \dot{V} é a vazão volumétrica de ar.

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.51)$$

No entanto, ao comparar os valores de rotação dos ventiladores, utilizando condições ambientes reais, com os valores das rotações reais armazenadas no sistema de dados da

usina (WOIS, *Wärtsilä Operational Interface System*), foi observado que a modelagem do radiador superestimava o resfriamento promovido pelo mesmo. Portanto, após uma série de medições locais de temperatura de saída do ar, enquanto o ventilador operava em sua rotação nominal, em conjunto com os dados de temperatura da água armazenados no momento da medição, um novo valor de coeficiente global de transferência de calor e uma nova vazão mássica nominal de ar foram calculados e estão apresentados na [Tabela 4](#).

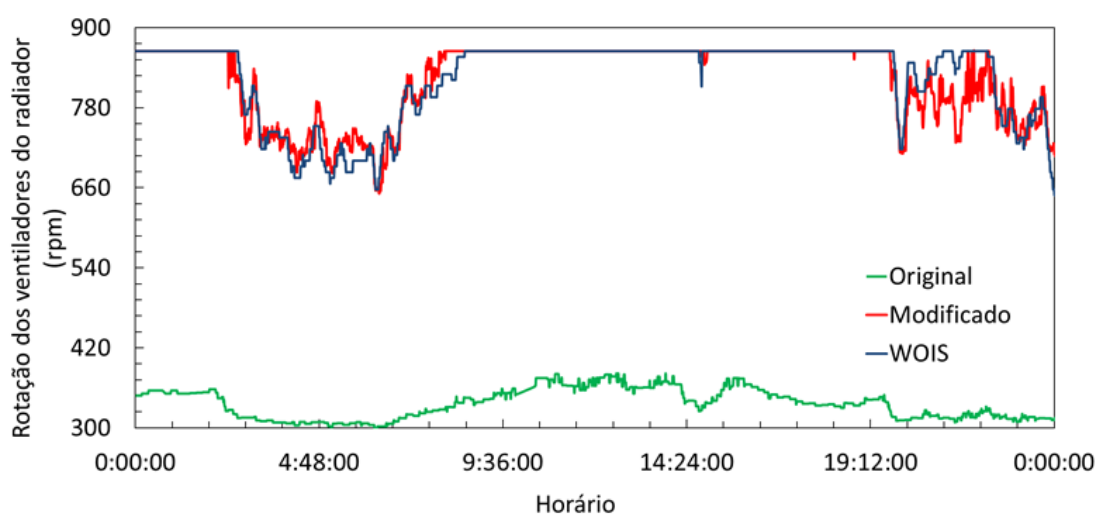
Tabela 4 – Parâmetros corrigidos para modelagem do radiador.

Parâmetro	Valor Fabricante	Valor corrigido
Área (m^2)		10.126
Coefficiente global de transf. de calor (W/m^2K)	46,59	22,68
Potência de eixo nominal (kW)		85,4
Vazão mássica nominal de ar (kg/s)	210,2	126,56
Rotação nominal do ventilador (rpm)		865

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

As rotações dos ventiladores do radiador foram calculadas considerando valores de temperatura ambiente e umidade relativa salvas no sistema de armazenamento de dados de operação da usina (WOIS, do inglês *Wärtsilä Operator's Interface System*), para o dia primeiro de maio de 2019, usando os parâmetros do fabricante (radiador original) e os parâmetros corrigidos (radiador modificado), com o objetivo de comparar o resultado com os valores de rotação reais (WOIS). O resultado desta comparação está apresentado na [Figura 25](#).

Figura 25 – Comparação das rotações dos ventiladores do radiador, com parâmetros corrigidos e de fabricante, no dia 01/05/2019



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Devido as diferenças significativas de vazão mássica nominal de ar e de coeficiente global de transferência de calor entre as duas modelagens, os resultados das rotações dos ventiladores

obtidas para ambas foram divergentes. Utilizando os parâmetros fornecidos pelo fabricante, as rotações dos ventiladores calculadas foram significativamente menores do que os valores reais armazenados no sistema WOIS. No entanto, com as correções realizadas, nota-se que as rotações dos ventiladores calculadas se aproximam mais do comportamento real, com erro máximo de 12,4% considerando o dia primeiro de maio.

Já a demanda de água gelada do trocador de calor auxiliar ao radiador, \dot{Q}_{TCA} , é definida de acordo com a equação de balanço de energia, representada na [equação \(3.52\)](#). Para a configuração original, que usa água gelada no TCA, \dot{m}_{AG} é a vazão de água gelada e Δh_{AG} a variação de entalpia da água gelada. Para a configuração alternativa, que usa água da torre de resfriamento no TCA, \dot{m}_{AgR} é a vazão de água da torre e Δh_{AgR} a variação de entalpia da água da torre.

$$\dot{Q}_{TCA} = \dot{m}_{AG} \cdot (\Delta h_{AG}) = \dot{m}_{AgR} \cdot (\Delta h_{AgR}) \quad (3.52)$$

3.6 Modelagem para Desempenho *Off-Design* do *Charge Air Cooler*

Inicialmente, o CAC é modelado como um simples trocador de calor, com o calor trocado \dot{Q}_{CAC} representado pela [equação \(3.53\)](#), na qual a água na entrada encontrava-se a 2°C abaixo da temperatura de orvalho do ar e o ar na saída do CAC se encontrava 2°C acima da temperatura de orvalho.

$$\dot{Q}_{CAC} = \dot{m}_{agua} \cdot (\Delta h_{agua}) - \dot{Q}_{loc} = \dot{m}_{ar} \cdot (\Delta h_{ar}) \quad (3.53)$$

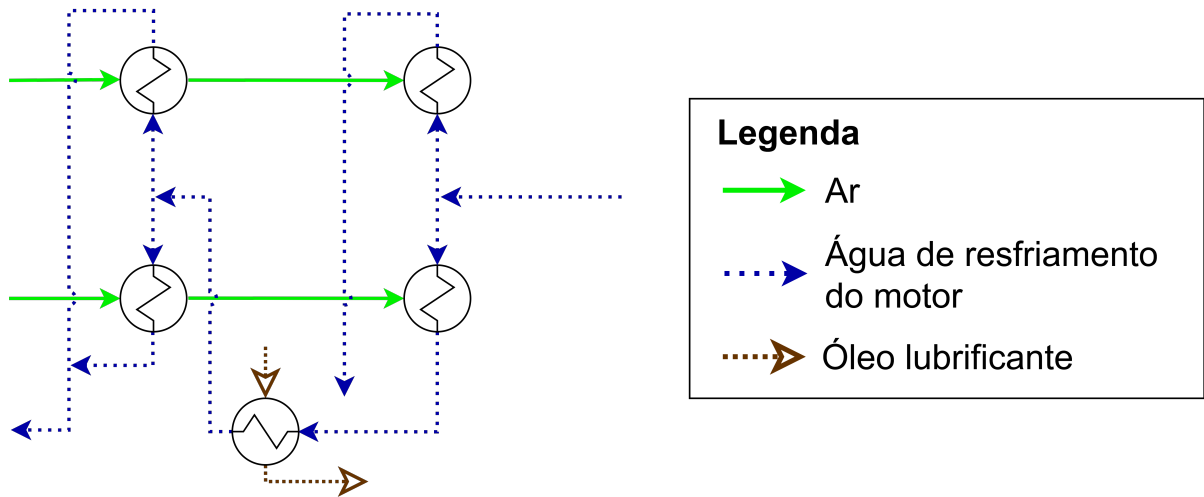
Onde \dot{Q}_{loc} é o calor dissipado pelo óleo lubrificante, em kW. Um esquema representando os fluxos do CAC é encontrada na [Figura 26](#).

Ao analisar os valores de temperatura da água de resfriamento do motor, armazenados no sistema de dados da UTE LORM, notou-se que em diversos momentos, o sistema de resfriamento do motor não se comportava como deveria segundo as lógicas de controle do mesmo. Logo, surgiu a necessidade de criar uma modelagem *off-design* capaz de representar o comportamento do CAC com maior fidelidade. Vale ressaltar que, para o estudo de carga térmica do *chiller*, esta modelagem *off-design* não foi utilizada pois o esforço computacional necessário para determinar a demanda horária de água gelada de cada condição contida no histórico aumentaria drasticamente, impossibilitando obter os resultados em tempo viável.

O *Charge Air Cooler* instalado no motor pode ser definido como um trocador de calor tipo tubos aletados com aletas contínuas, conforme representado na [Figura 27](#). Uma foto de um CAC, removido de uma das unidades geradoras da UTE LORM, pode ser observada

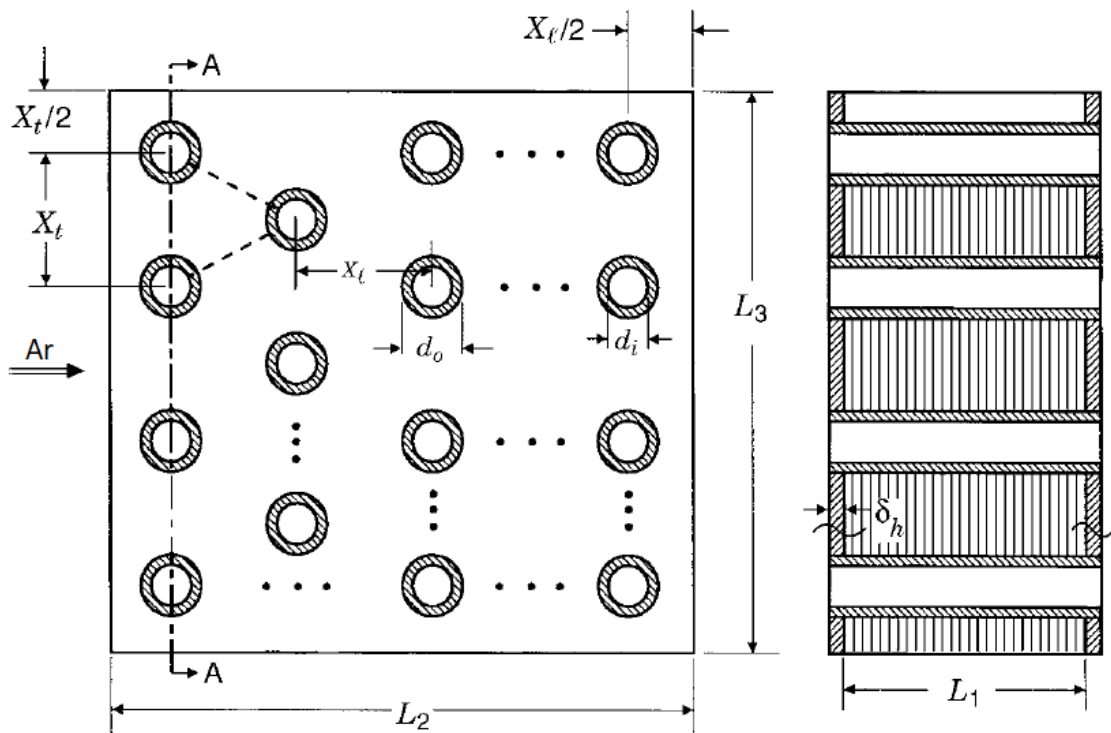
na Figura 28, na qual a área demarcada pelas linhas vermelhas representa o CAC de alta temperatura (HT) e a demarcada por linhas azuis representa o CAC de baixa temperatura (LT).

Figura 26 – Diagrama dos fluxos do *Charge Air Cooler*



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Figura 27 – Modelo de trocador de calor similar ao *Charge Air Cooler*



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Figura 28 – *Charge Air Cooler* de uma unidade geradora da UTE LORM



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2019).

As dimensões do equipamento foram determinadas por meio de medições realizadas no exemplar apresentado na [Figura 28](#) e estão apresentadas na [Tabela 5](#).

Tabela 5 – Dimensões do *Charge Air Cooler*.

Dimensão	Lado LT	Lado HT
Comprimento L_2 (m)	0,203	0,2945
Altura L_3 (m)		0,560
Largura L_1 (m)		0,700
Distância entre colunas de tubos X_L (m)		0,0155
Distância entre linhas de tubos X_t (m)		0,0193
Diâmetro interno dos tubos d_i (m)		0,0094
Diâmetro externo dos tubos d_o (m)		0,0107
Espessura da aleta δ_f (m)		0,0002
Quantidade de aletas N_f (m)		478

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A modelagem termodinâmica do trocador e suas características geométricas foram baseadas no modelo de um trocador de calor tipo tubos aletados, distribuídos de forma escalonada, de aletas contínuas, contida em [Shah e Sekulic \(2003\)](#).

Primeiramente, relativo ao lado água do trocador, calcula-se o número de tubos por fileira (N_{rows}) e por coluna (N_{col}), de acordo com as equações [equação \(3.54\)](#) e [equação \(3.55\)](#), respectivamente. A quantidade total de tubos em um trocador de calor com distribuição

escalonada, sem meio tubos, é calculada pela equação (3.56).

$$N_{rows} = \frac{L_2}{X_L} - 1 \quad (3.54)$$

$$N_{col} = \frac{L_3}{X_t} - 1 \quad (3.55)$$

$$N_{tubos} = \frac{L_3}{X_t} \frac{L_2/X_L + 1}{2} + \left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) \frac{L_2/X_L - 1}{2} \quad (3.56)$$

A área frontal do trocador de calor no lado água ($A_{fr,agua}$), a qual pode ser observada na Figura 27, é representada pela equação (3.57).

$$A_{fr,agua} = L_2 L_3 \quad (3.57)$$

A área total de transferência de calor para o lado água $A_{total,agua}$ é determinada como a soma da área interna de todos os tubos, conforme a equação (3.58).

$$A_{total,agua} = \pi d_i L_1 N_t \quad (3.58)$$

A área mínima de escoamento livre da água ($A_{o,agua}$), por se tratarem de tubos com diâmetros constantes, é determinada pela soma da área transversal de todos os tubos do equipamento, sendo um trocador de calor de um passe, conforme equação (3.59).

$$A_{o,agua} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (3.59)$$

Já a razão σ_{agua} entre a área mínima de escoamento da água e a área frontal do lado água são representadas pela equação (3.60).

$$\sigma_w = \frac{A_{o,agua}}{A_{fr,agua}} \quad (3.60)$$

Quanto as características geométricas do lado ar, a área total de transferência de calor $A_{total,ar}$, representada pela equação (3.61), é composta pela área associada aos tubos expostos e as placas nas extremidades (área de superfície primária $A_{p,ar}$) e as aletas (área de superfície secundária $A_{f,ar}$). A área primária pode ser definida como a soma entre a área externa dos tubos (retirando a área dos mesmos que é coberta pelas aletas) e a área total das placas nas extremidades (subtraindo a área ocupada pelos tubos), sendo representada pela equação (3.62). A área secundária é determinada pela junção da área de

superfície das aletas com a área das bordas das aletas na entrada e na saída, conforme mostra a equação (3.63).

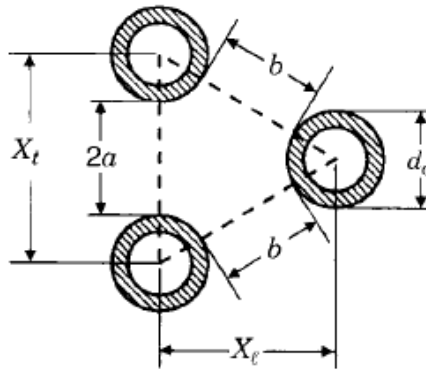
$$A_{total,ar} = A_{p,ar} + A_{f,ar} \quad (3.61)$$

$$A_{p,ar} = \pi d_o (L_1 - \delta_f N_f L_1) N_t + 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad (3.62)$$

$$A_{f,ar} = 2 \left(L_2 L_3 - \left(\frac{\pi d_o^2}{4} \right) N_t \right) N_f L_1 + 2 L_3 \delta_f N_f L_1 \quad (3.63)$$

Para tubos em arranjo escalonado, a área mínima de escoamento livre pode ocorrer tanto na seção AA, demarcada em Figura 27, ou nas diagonais entre tubos de colunas adjacentes. As dimensões $2a$ e b , conforme demonstradas na Figura 29, podem ser calculadas pela equação (3.64) e pela equação (3.65).

Figura 29 – Representação de uma célula unitária do CAC



Fonte: Shah e Sekulic (2003).

$$2a = (X_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta_f N_f \quad (3.64)$$

$$b = \left(\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_L^2 \right) - d_o - (X_t - d_o)\delta_f N_f \quad (3.65)$$

Com isso, o menor comprimento c é definido pela equação (3.66):

$$c = \begin{cases} 2a & \text{se } 2a < 2b \\ 2b & \text{se } 2b < 2a \end{cases} \quad (3.66)$$

Logo, pode-se calcular a área mínima de escoamento do trocador de calor $A_{o,ar}$, dada pela equação (3.67).

$$A_{o,ar} = \left(\left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c + (X_t - d_o) - (X_t - d_o) \delta_f N_f \right) L_1 \quad (3.67)$$

A área frontal do trocador de calor no lado ar $A_{fr,ar}$ pode ser calculada pela equação (3.70).

$$A_{fr,ar} = L_1 L_3 \quad (3.68)$$

Com isso, pode-se calcular a razão σ_{ar} entre a área mínima de escoamento e a área frontal (σ) e também o diâmetro hidráulico D_h dos dutos.

$$\sigma_{ar} = \frac{A_{o,ar}}{A_{fr,ar}} \quad (3.69)$$

$$D_h = \frac{4A_{o,ar}L_2}{A_{total,ar}} \quad (3.70)$$

Na modelagem termodinâmica do trocador de calor, uma efetividade ε de 80% é considerada, somente com o intuito de supor a temperatura média para calcular as propriedades termodinâmicas médias de cada fluxo. A transferência de calor máxima possível para o trocador de calor é determinado pela equação (3.71), utilizando calor específico constante, enquanto o calor trocado suposto é calculado pela equação (3.72).

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{ar} c_{P,ar} (T_{ar,e} - T_{agua,e}) \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{Q}_{max} \varepsilon \quad (3.72)$$

Com a suposição do calor a ser trocado, as vazões mássicas de ar e de água, as temperaturas de entrada de ambos os fluxos e o calor específico de cada fluido, é possível calcular a temperatura de saída dos fluxos, com a equação (3.73) e com a equação (3.74), e por fim, uma temperatura média para o cálculo das propriedades termodinâmicas, utilizando a equação (3.75).

$$T_{agua,s} = T_{agua,e} + \frac{\dot{Q}_{sup}}{\dot{m}_{agua} c_{P,agua}} \quad (3.73)$$

$$T_{ar,s} = T_{ar,e} - \frac{\dot{Q}_{sup}}{\dot{m}_{ar} c_{P,ar}} \quad (3.74)$$

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (3.75)$$

A densidade dos fluidos (ρ), o número de Prandtl (Pr) da água, a condutividade térmica (k) e a viscosidade dinâmica (μ) de ambos os fluidos foram determinadas utilizando o pacote de propriedades termodinâmicas CoolProp, para Python. Devido a impossibilidade de utilizar o CoolProp para determinar o Prandtl do ar ambiente, a definição deste parâmetro (razão entre a difusividade do momento e a difusividade térmica de um fluido) foi utilizada, conforme a equação (3.76).

$$Pr_{ar} = \frac{\mu_{ar} c_{P,ar}}{k_{ar}} \quad (3.76)$$

Por se tratar de uma geometria simples, a modelagem termodinâmica do lado da água é baseada em relações empíricas para escoamento turbulento em tubos circulares lisos. O número de Reynolds do escoamento de água é calculado utilizando a equação para escoamento interno em tubos circulares, como mostra a equação (3.77).

$$Re_t = \frac{\dot{m}_{agua} d_i}{A_{o,agua} \mu_{agua}} \quad (3.77)$$

Para determinar o número de Nusselt do escoamento de água, deve-se utilizar uma relação, estabelecida empiricamente, para fluxos turbulentos, em aquecimento e em tubos lisos (SHAH; SEKULIC, 2003), como demonstrada na equação (3.78).

$$Nus_t = 0,024 Re_t^{0,8} Pr_{agua}^{0,4} \quad (3.78)$$

Por fim, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor do lado água através da equação (3.79), na qual a condutividade térmica da parede (k_{wall}) é de 0,05417 kW/m K, pois as paredes do tubo do CAC instalado nos motores da UTE LORM são de liga cobre níquel 90-10, conforme descrito no documento do CAC (WÄRTSILÄ, 2013).

$$h_{agua} = \frac{Nus_t k_{wall}}{d_i} \quad (3.79)$$

Para definir o comportamento da transferência de calor do lado ar, foi necessário utilizar a correlação para transferência de calor de de aletas contínuas em banco de tubos com arranjo escalonado, disponível em Wang, Chi e Chang (2000). A correlação para o fator de Colburn (j), utilizada para determinar a coeficiente de transferência de calor pela equação (3.80), para duas ou mais colunas de tubos (N_r), é representada pela equação (3.81).

$$h_{ar} = \frac{j_{ar} G_{ar} c_{P,ar}}{Pr_{ar}^{(2/3)}} \quad (3.80)$$

$$j_{ar} = 0,086 Re_d c^{e_3} N_r^{(c_4)} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_5} \left(\frac{p_f}{d_{h,ar}}\right)^{c_6} \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{-0,93} \quad (3.81)$$

No qual p_f é o passo da aleta, d_c é o diâmetro do colarinho da aleta ($d_o + 2\delta$), onde δ é a espessura do tubo, e $Re_{dc} = \rho V_m d_c / \mu$, no qual V_m é a velocidade axial média do fluido na região com área mínima de escoamento livre. Os demais parâmetros c_3 , c_4 , c_5 e c_6 são definidas pelas equações:

$$c_3 = -0,361 - 0,042N_r \ln(Re_{dc}) + 0,158 \ln \left(N_r (p_f/d_c)^{0,41} \right) \quad (3.82)$$

$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076(X_L/d_{h,ar})^{1,42}}{\ln(Re_{dc})} \quad (3.83)$$

$$c_5 = -0,083 + \left(\frac{0,058N_r}{\log(Re_{dc})} \right) \quad (3.84)$$

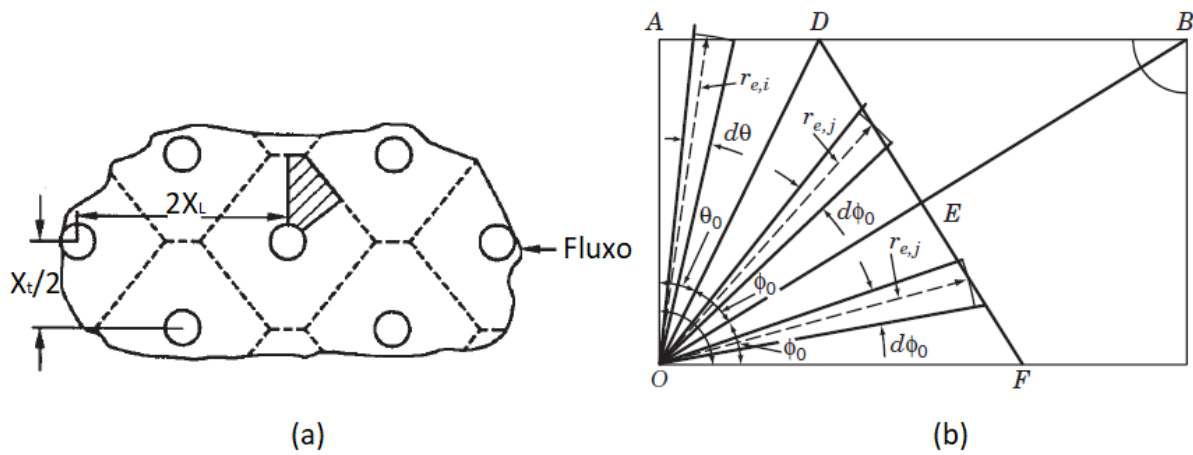
$$c_6 = -5,735 + 1,21 \log \left(\frac{Re_{dc}}{N_r} \right) \quad (3.85)$$

A correlação de [Wang, Chi e Chang \(2000\)](#) é válida para os seguintes intervalos de parâmetros: $300 \leq Re_{dc} \leq 20000$; $6,9 \leq d_c \leq 13,6\text{mm}$; $1,30 \leq d_{h,ar} \leq 9,37\text{mm}$; $20,4 \leq X_t \leq 31,8\text{mm}$; $12,7 \leq X_L \leq 32\text{mm}$; $1 \leq p_f \leq 8,7\text{mm}$; e $1 \leq N_r \leq 6$. Dentre todos os intervalos, o *Charge Air Cooler* da UTE LORM não se encaixa em dois deles: a distância entre colunas de tubos é de 19,3mm, sendo um milímetro menor do que o limite mínimo, e o número de colunas, contendo 12 colunas no lado LT e 18 colunas no lado HT.

No entanto, segundo [Xie, Wang e Sunden \(2009\)](#), trocadores com 6 ou mais colunas de tubos se aproximam de um estado de escoamento termicamente desenvolvido, portanto o aumento no número de colunas não influencia o comportamento do número de Nusselt a partir de 6 colunas. Considerando que a distância entre colunas de tubo é relativamente próxima do limite (aproximadamente 5%), esta correlação foi utilizada para o CAC em questão para que fosse comparado a valores armazenados no sistema de dados da usina (WOIS), de modo a analisar se a modelagem poderia ser usada para representar o equipamento.

Após determinar o coeficiente de transferência de calor de ambos os fluxos, é necessário calcular a eficiência das aletas. O menor segmento representativo de uma aleta contínua em um banco de tubos com arranjo escalonado é mostrado na [Figura 30](#), o qual é dividido em duas partes, OAD e ODF; por sua vez, o triângulo ODF é dividido em duas partes iguais, ODE e OEF.

Figura 30 – (a) Aleta contínua de tubos em arranjo escalonado (b) Menor segmento representativo da aleta



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

O segmento OAD, com o ângulo interno θ_0 definido pela equação (3.86), é então dividido em m partes de ângulos iguais ($\Delta\theta = \theta_0/m$). Similarmente, tanto o segmento ODE quanto o segmento OEF, cada um com ângulo ϕ_0 definido pela equação (3.87), são divididos em n partes de ângulos iguais ($\Delta\phi = \phi_0/m$).

$$\theta_0 = \pi/2 - 2\phi \quad (3.86)$$

$$\phi_0 = \arctan(X_t/(2X_L)) \quad (3.87)$$

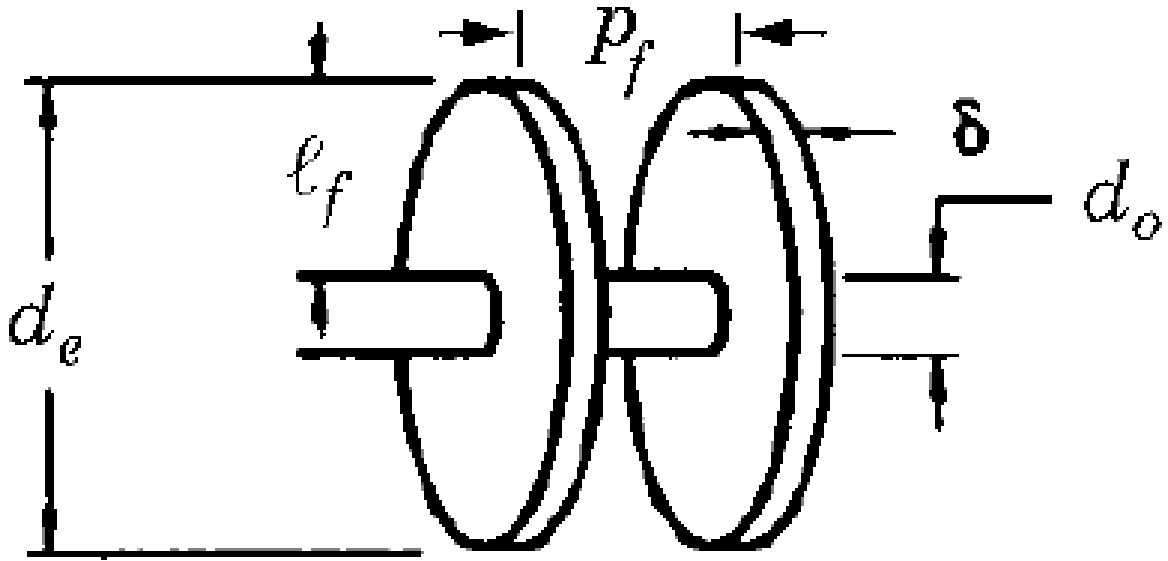
Os raios equivalentes $r_{e,j}$ e $r_{e,i}$, representados em Figura 30, são definidos pela equação (3.88) e equação (3.89).

$$r_{e,j} = \frac{X_t}{2} \left[\frac{\tan(i\Delta\theta) - \tan[(i-1)\Delta\theta]}{\Delta\theta} \right]^{1/2} \quad (3.88)$$

$$r_{e,i} = \frac{[X_L^2 + (X_t)^2]^{1/2}}{2} \left[\frac{\tan(j\Delta\phi) - \tan[(j-1)\Delta\phi]}{\Delta\phi} \right]^{1/2} \quad (3.89)$$

A eficiência de aleta de cada setor é determinada como a eficiência de uma aleta circular de raio r_e e de espessura constante, como mostra a Figura 31.

Figura 31 – Representação de um tubo com aleta circular



Fonte: [Shah e Sekulic \(2003\)](#).

O cálculo desta eficiência equivalente para uma seção i do segmento OAD, $\eta_{f,i}$, é feito pela [equação \(3.90\)](#), no qual os parâmetros utilizados são calculados pelas [Equações \(3.91\)](#) a [\(3.97\)](#). A eficiência para as seções dos outros segmentos ODE e OEF é calculada de maneira similar à seção OAD.

$$\eta_{f,i} = \begin{cases} a(ml_e)^{-b} & \text{para } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh\Phi}{\Phi} & \text{para } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases} \quad (3.90)$$

$$r^* = r_{e,i}/(d_o/2) \quad (3.91)$$

$$a = (r^*)^{-0,246} \quad (3.92)$$

$$\Phi = ml_e(r^*)^n \quad (3.93)$$

$$n = \exp(0,13ml_e - 1,3863) \quad (3.94)$$

$$b = \begin{cases} 0,9107 + 0,0893r^* & \text{para } r^* \leq 2 \\ 0,9706 + 0,17125 \ln r^* & \text{para } r^* > 2 \end{cases} \quad (3.95)$$

$$m = \left(\frac{2h_{ar}}{k_{wall}\delta_f} \right)^{1/2} \quad (3.96)$$

$$\ell_e = r_{e,i} - d_o/2 + \frac{\delta_f}{2} \quad (3.97)$$

Com a eficiência de cada segmento da aleta definido, a eficiência total da aleta η_f é calculada pela média ponderada pela área das eficiências dos segmentos, conforme equação (3.98), no qual a área de cada segmento $A_{f,i}$ ou $A_{f,j}$ é calculada pela equação (3.99).

$$\eta_f = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{f,i} A_{f,i} + 2 \sum_{j=1}^n \eta_{f,j} A_{f,j}}{\sum_{i=1}^m A_{f,i} + 2 \sum_{j=1}^n A_{f,j}} \quad (3.98)$$

$$A_{f,i} = \pi(r_{e,i}^2 - d_o^2/4) \quad A_{f,j} = \pi(r_{e,j}^2 - d_o^2/4) \quad (3.99)$$

Com isso eficiência global da superfície é calculada pela equação (3.100), onde $A_{total,ar}$ é a área total de transferência de calor do lado ar e $A_{f,ar}$ a área total das aletas.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{f,ar}}{A_{total,ar}}(1 - \eta_f) \quad (3.100)$$

O parâmetro UA, multiplicação entre o coeficiente global de transferência e a área de troca térmica, é definido pela equação (3.101), onde R_{wall} é dado pela equação (3.102).

$$UA = \frac{1}{1/(h_{agua}A_{total,agua}) + R_{wall} + 1/(\eta_o h_{ar}A_{total,ar})} \quad (3.101)$$

$$R_{wall} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_{wall}L_1 N_t} \quad (3.102)$$

Pode-se então calcular o NTU (*Number of Transfer Units*) por meio da equação (3.103), onde C_{min} é a menor capacidade térmica entre os dois fluxos, neste caso a capacidade térmica do ar, dado pela equação (3.104).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.103)$$

$$C_{min} = \dot{m}_{ar}c_{P,ar} \quad (3.104)$$

A efetividade ε de um trocador de calor de corrente cruzada não misturado é definida pela equação (3.105), sendo o fator P definido pela equação (3.106).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU) \quad (3.105)$$

$$P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)}{j!} y^{n+j} \quad (3.106)$$

Por fim, é possível definir a temperatura de saída de ambos os fluxos por meio da equação (3.107), considerando o máximo calor possível que pode ser trocado pelo trocador \dot{Q}_{max} , dado pela equação (3.108).

$$T_{agua,s} = T_{agua,e} + \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{c_{P,agua} \dot{m}_{agua}} \quad (3.107a)$$

$$T_{ar,s} = T_{ar,e} - \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{c_{P,ar} \dot{m}_{ar}} \quad (3.107b)$$

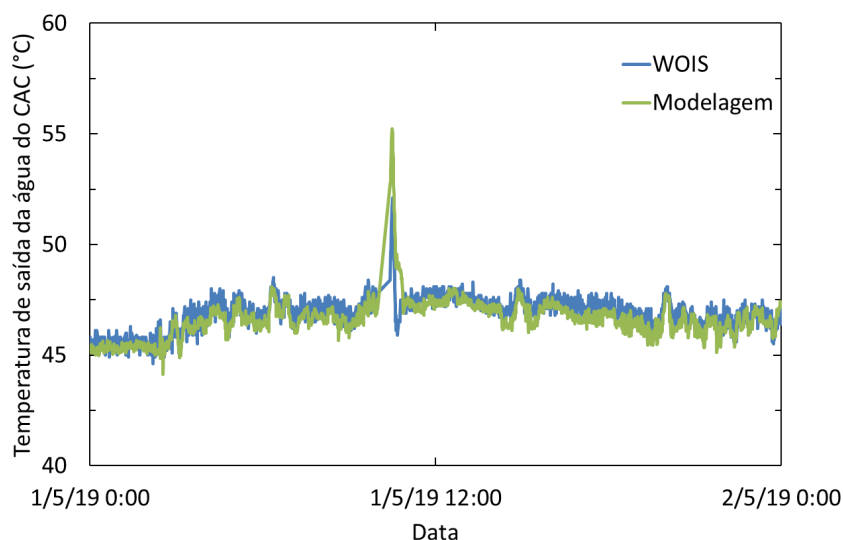
$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{ar,e} - T_{agua,e}) \quad (3.108)$$

A modelagem apresentada pode então ser verificada com um histórico de funcionamento do *Charge Air Cooler*. Os parâmetros de entrada para a modelagem foram retirados do WOIS (como temperatura da água na entrada do CAC e umidade absoluta do ar), porém a temperatura do ar na entrada do CAC foi calculada pela equação (3.8), a porcentagem da energia adicionada pelo combustível do motor que é transferido para óleo lubrificante é calculado pela equação (3.38) e a energia adicionada pelo combustível pela equação (3.44). Os valores de temperatura do ar na saída do CAC obtidas pela modelagem e também os valores salvos pelo WOIS, referentes ao dia 01/05/2019, com intervalos de 24 segundos entre os pontos, são apresentados na Figura 32. Considerando que os valores do WOIS representam dados de operação de uma unidade geradora da UTE LORM, em certos momentos o motor trabalhou com carga reduzida. Portanto, para evitar estas condições, todos os pontos analisados são de momentos em que a unidade geradora produzia uma potência elétrica maior do que 8.500 kW.

Nota-se que, aproximadamente as 10 horas do dia em análise, ocorreu um pico na temperatura do ar de admissão. O aumento repentino da temperatura foi resultado do desligamento do radiador por um operador da usina, fazendo com que a temperatura da água de entrada aumentasse. Mesmo assim, a modelagem foi capaz de prever o comportamento do trocador de calor com o súbito aumento de temperatura da água, com um erro relativo máximo de 8,9%. Desconsiderando este período e os 30 minutos seguintes, devido a inércia térmica do sistema de resfriamento do motor, o erro máximo encontrado foi de 3,7%.

Ao aumentar a potência do motor de 8.5 MW para 10 MW, a vazão de ar que escoar pelo CAC e o calor transferido serão alterados. Com a modelagem definida, o comportamento do CAC, quando o motor operar com maior potência do que atualmente após a instalação do sistema térmico, pode ser previsto. Como a vazão mássica de água de resfriamento do

Figura 32 – Comparação entre modelagem do CAC e equipamento real - Temperatura de saída do ar



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

motor é considerada fixa e o aumento da potência de eixo do motor tem como consequência o aumento da vazão de ar, é esperado que a relação anterior na qual a água na entrada encontrava-se a 2°C abaixo da temperatura de orvalho do ar e o ar na saída do CAC se encontrava 2°C acima da temperatura de orvalho não seja mais válida.

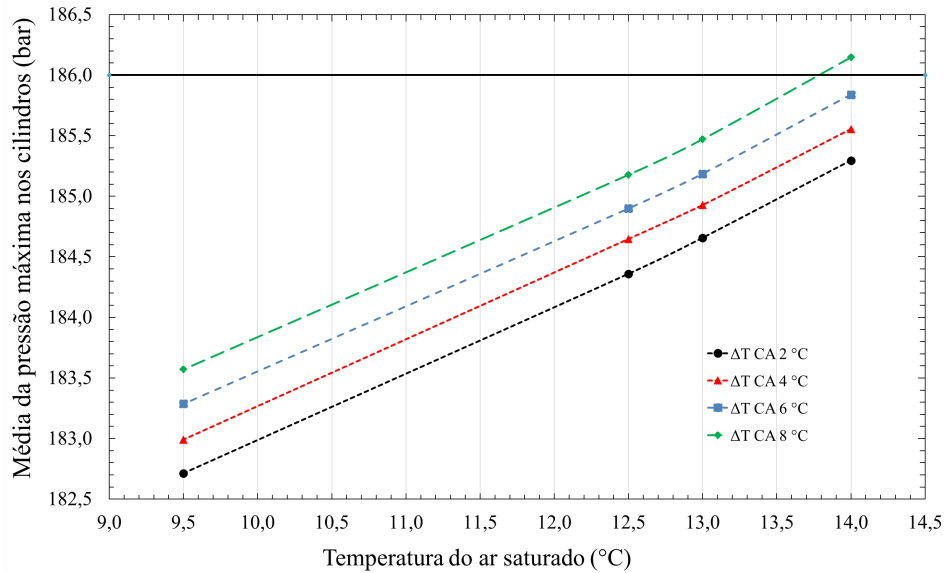
Por isso, considerando a umidade absoluta de ar saturado a 12,5°C e o motor operando a 10MW, é necessário que o ar entre a aproximadamente 26°C no CAC para que o ar se mantenha 2°C acima da temperatura de orvalho. Para avaliar se o motor pode operar a 10MW com o ar no coletor mais quente do que 2°C acima da temperatura de orvalho, um estudo foi realizado com os efeitos da diferença entre a temperatura do ar no coletor e da temperatura de orvalho no desempenho do motor (ΔTCA), apresentado em [Campbell et al. \(2020\)](#).

Conforme mostrado na [Figura 33](#), considerando o BMEP de 23,45 bar (10.219kW de potência de eixo), com o ar saturado a 12,5°C o motor ainda consegue operar mesmo que a diferença de temperatura ΔTCA seja igual a 8°C. No entanto, o aumento da temperatura do ar combustão em relação a temperatura de orvalho resulta em uma diminuição de eficiência do motor, com aumento do consumo de combustível. Segundo [Campbell et al. \(2020\)](#), com o motor operando com BMEP de 23,45 bar e ar saturado a 12,5°C, o consumo específico de combustível para ΔTCA de 2°C é de 164,66 g/kWh e para ΔTCA de 8°C é de 164,86 g/kWh, um acréscimo de 0,12% no consumo.

Portanto, apesar do sistema térmico priorizar o funcionamento do motor com ΔTCA de 2°C para evitar complicações nos cilindros e possível fechamento da válvula wastegate, em

situações mais críticas, de acordo com as simulações, o motor poderia manter a operação a 10MW mesmo com o aumento de temperatura do ar no coletor para um ΔTCA de $8^{\circ}C$.

Figura 33 – Média da pressão máxima dos cilindros em função da temperatura do ar saturado na saída da serpentina e de ΔTCA



Fonte: Adaptado de [Campbell et al. \(2020\)](#).

Esta modelagem é utilizada para realizar o dimensionamento do TCA e da torre de resfriamento, determinando a temperatura da água na entrada do CAC, e portanto, é um dos fatores para a especificação destes componentes. O estudo de carga térmica do sistema é feito com o CAC modelado como um simples trocador de calor, definido pela [equação \(3.53\)](#), devido a grande quantidade de dados ambientes contidos no histórico. Para isso, considera-se que a entrada de água está na temperatura definida pelo controle do motor.

3.7 Modelagem para Desempenho *Off-Design* do *Chiller* por Absorção

O desempenho de um *chiller* por absorção é afetado por parâmetros externos ao equipamento, principalmente a temperatura de entrada da água de resfriamento, a temperatura da água gelada produzida e a temperatura da água quente que entra no *chiller*. Portanto, para o dimensionamento dos componentes do sistema térmico, com exceção da torre de resfriamento, é necessário determinar a performance do *chiller* nas condições usadas para a especificação de cada um.

Para este trabalho, o *chiller* por absorção utilizado como referência foi o modelo BDH

apresentado no catálogo BROAD (2017), sendo acionado por água a 98°C e a utiliza até 88°C, com um COP (coeficiente de performance) de 0,76, e produzindo água gelada a 7°C. Além de apresentar os parâmetros nominais do *chiller*, o catálogo também apresenta curvas de performance em relação aos parâmetros que afetam o desempenho do equipamento (*derating* e COP), conforme mostra a Figura 34.

O catálogo BROAD (2017) também apresenta a metodologia para calcular o COP utilizando a Figura 34. Os números em azul na Figura 34 representam o COP do *chiller* por absorção. Este coeficiente é afetado pela temperatura da água gelada produzida, pela temperatura da fonte quente, pela temperatura da água de resfriamento que entra no *chiller* e pela capacidade de resfriamento. Considerando que variações em cada um destes fatores altera o coeficiente de performance do *chiller*, é necessário determinar o resultado final nos casos em que múltiplos fatores estão fora da faixa de operação nominal. Portanto, para calcular o COP do equipamento em nestas condições, os valores de COP de cada um dos fatores são somados e então divididos por 4, obtendo assim o valor final do coeficiente. Para aplicar os valores apresentados no Figura 34 nas modelagens, equações que representem as curvas foram determinadas por regressão polinomial.

Pela Figura 34, percebe-se que o *chiller* tem desempenho piorado a medida que a temperatura da água gelada produzida T_{AG} diminui, comportamento representado pela equação (3.109), com a temperatura em °C.

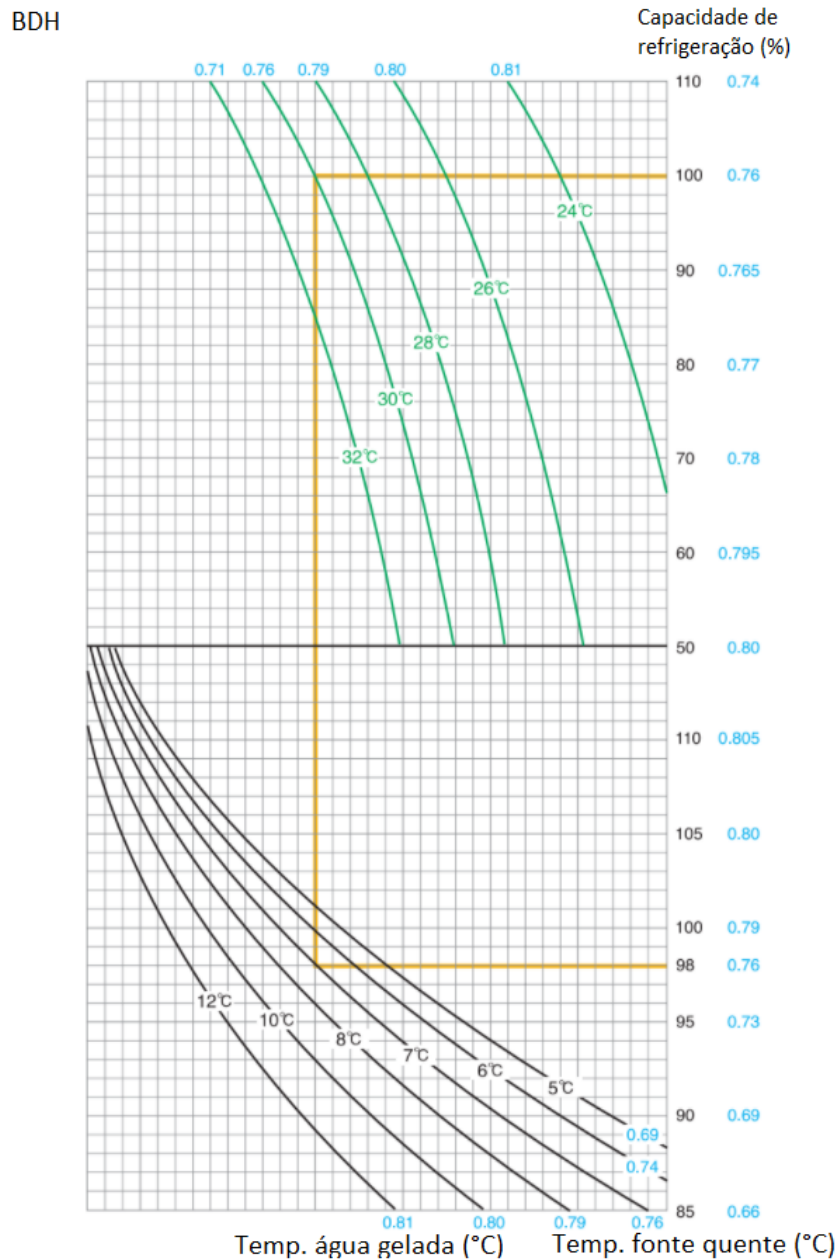
$$f_1 = 0,000554038T_{AG}^3 - 0,017486449T_{AG}^2 + 0,187402902T_{AG} + 0,121658644 \quad (3.109)$$

Percebe-se também o *chiller* apresenta um melhor desempenho com águas de resfriamento mais frias, portanto, devido ao comportamento da torre, condições ambientes de menor temperatura de bulbo úmido favorecem o desempenho do equipamento. Além disso, torres com menor *approach*, diferença entre a temperatura da água de resfriamento que sai da torre e a temperatura de búlbo úmido (VEDAVARZ; KUMAR; HUSSAIN, 2007), também favorecem a performance do *chiller*. Os efeitos da temperatura da água de resfriamento T_{AgR} , em °C, no COP são dados pela equação (3.110).

$$f_2 = -0,000208333T_{AgR}^3 + 0,015714286T_{AgR}^2 - 0,399166667T_{AgR} + 4,218285714 \quad (3.110)$$

A correlação para o COP em função temperatura da água quente T_{AQ} em Celsius é representada pela equação (3.111).

$$f_3 = -2,09746E - 05T_{AQ}^3 + 0,0059666905T_{AQ}^2 - 0,556359933T_{AQ} + 17,72044273 \quad (3.111)$$

Figura 34 – Curvas de desempenho do *chiller* por absorção Broad modelo BDH

Fonte: Adaptado de [BROAD \(2017\)](#).

Por último, para determinar o efeito do *derating* no COP do *chiller*, é necessário calcular os efeitos das temperaturas da água quente, água gelada e água de resfriamento na capacidade de produção do *chiller*. Na [Figura 34](#), a linha laranja representa o modo de determinar o *derating*. Primeiramente, deve-se traçar uma linha entre a temperatura de fonte quente e a curva que representa a temperatura da água gelada produzida. A partir do ponto obtido na curva de temperatura de água gelada, traça-se uma linha vertical, até atingir a curva com a temperatura da água de resfriamento que entra no *chiller*. Por fim, partindo deste último ponto na curva da temperatura da água de resfriamento, uma linha horizontal é traçada,

sendo o valor do *derating* do *chiller* definido pelo eixo vertical. Para aplicar este processo na modelagem, foi realizada uma regressão cujo resultado é dado pela equação (3.112), onde os coeficientes são apresentados Tabela 6.

$$\begin{aligned}
F_{Der} = & c_0 + c_1T_{AQ} + c_2T_{AG} + c_3T_{AgR} + c_4T_{AQ}^2 + c_5T_{AG}^2 + c_6T_{AgR}^2 + c_7T_{AQ}T_{AG} \\
& + c_8T_{AQ}T_{AgR} + c_9T_{AgR}T_{AG} + c_{10}T_{AQ}^3 + c_{11}T_{AG}^3 + c_{12}T_{AgR}^3 + c_{13}T_{AQ}T_{AG}^2 \\
& + c_{14}T_{AQ}T_{AgR}^2 + c_{15}T_{AG}T_{AgR}^2 + c_{16}T_{AG}T_{AQ}^2 + c_{17}T_{AgR}T_{AQ}^2 + c_{18}T_{AgR}T_{AG}^2
\end{aligned} \quad (3.112)$$

Tabela 6 – Coeficientes para a correlação do *derating* do *chiller* por absorção Broad modelo BDH.

Coefficiente	Valor	Coefficiente	Valor	Coefficiente	Valor
c_0	1,02642E+00	c_1	1,82868E+00	c_2	8,06326E-01
c_3	-7,64857E+00	c_4	-3,04911E-02	c_5	-8,14536E-01
c_6	1,09070E-01	c_7	1,09677E-01	c_8	8,13928E-02
c_9	2,91667E-02	c_{10}	1,34298E-04	c_{11}	4,77293E-02
c_{12}	1,06481E-03	c_{13}	-2,02303E-03	c_{14}	-1,78180E-04
c_{15}	-2,08333E-04	c_{16}	-5,20833E-04	c_{17}	-3,25000E-04
c_{18}	-8,33333E-05				

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Com o *derating* definido, o ultimo fator f_4 pode ser definido pela equação (3.113), na qual o fator de *derating* é a porcentagem da capacidade nominal, e por fim, o COP corrigido do *chiller* é definido pela equação (3.114).

$$f_4 = -2,77778E - 07F_{Der}^3 + 6,4881E - 05F_{Der}^2 - 0,005799603F_{Der} + 0,96452381 \quad (3.113)$$

$$COP_{corr} = \frac{f_1 + f_2 + f_3 + f_4}{4} \quad (3.114)$$

Como o circuito de água gelada do sistema térmico possui uma vazão mássica fixa, o *derating* do *chiller* implicará na alteração da temperatura da água gelada que retorna ao *chiller* (nominal de 12,6°C). Logo, a água gelada produzida no *chiller* está sempre a 7°C, sendo a temperatura da água no retorno controlada para ser equivalente a capacidade do *chiller* levando em consideração o *derating* momentâneo. Além disso, o *derating* do *chiller* fica limitado entre 50% e 110%, para evitar extrapolar as curvas da Figura 34.

Já coeficiente de performance do *chiller* afetará a quantidade de calor fornecida pela água quente necessária para seu funcionamento. Como o circuito de água quente também possui uma vazão mássica fixa, as alterações na quantidade de calor fornecida ao *chiller* são controladas pela temperatura da água quente. Logo, a temperatura da água quente na saída do *chiller* (nominal de 88°C) é alterada conforme necessário, com retorno de 98°C independente de alterações na performance do equipamento.

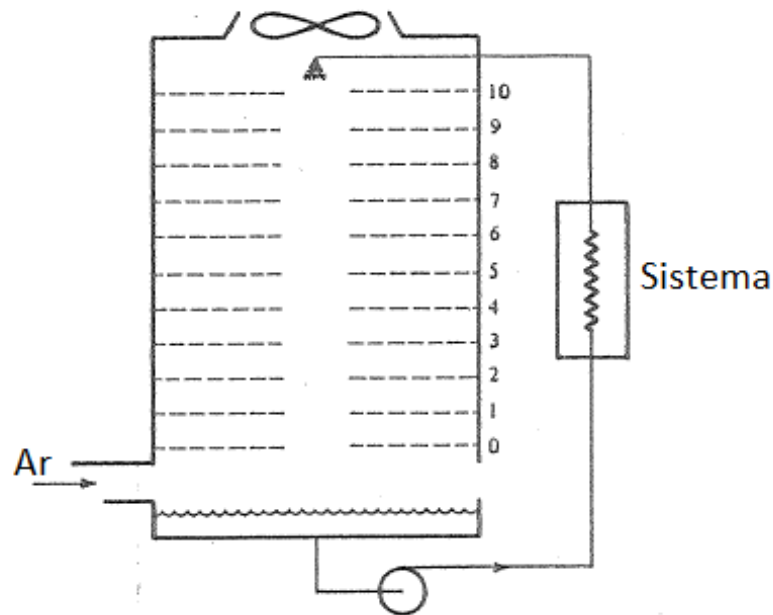
3.8 Modelagem da Torre de Resfriamento

Nesta subseção, é mostrado a modelagem da torre de resfriamento, baseada em [Stoecker \(1989\)](#) com transferência de água para o ar.

Primeiramente, a torre de resfriamento é dividida em 10 seções, como mostrado na [Figura 35](#), na qual a entrada de ar se encontra na seção 0 e a entrada de água na seção 10. A queda de temperatura da água é constante entre as seções, ou seja, se a torre de resfriamento possui um range de 5,56°C, ou aproximadamente 10°F, cada seção representaria uma diminuição de 0,556°C na temperatura da água. Com isso, é possível determinar a entalpia da água h_{agua} em todas as seções.

Na primeira seção, representada na [Figura 35](#) pela área entre a linha 0 e a linha 1, o balanço de energia permite determinar a entalpia do ar h_{ar} na saída da seção, dada pela [equação \(3.115\)](#), já que a entalpia do ar na entrada da mesma equivale a entalpia do ar ambiente.

Figura 35 – Desenho representativo de uma torre de resfriamento



Fonte: Adaptado de [Stoecker \(1989\)](#).

$$h_{ar}^1 = h_{ar}^0 - \frac{L_{TR}^1 h_{agua}^1 - L_{TR}^0 h_{agua}^0}{G} \quad (3.115)$$

Onde L_{TR}^1 representa a vazão de água na primeira seção e G_{TR} é a vazão de ar seco. No entanto, considerando que ainda não se sabe a quantidade de água transferida para o ar, nestes primeiros cálculos considera-se a vazão de água constante ($L_{TR}^1 = L_{TR}^0$). Ainda nesta seção, a temperatura média da água gelada é utilizada com o intuito de definir a

entalpia do ar saturado nesta temperatura (h_{sat}^0). A entalpia média do ar $h_{med,ar}$ também é calculada para determinar o fator dh_{TR} da [equação \(3.116\)](#).

$$dh_{TR}^0 = \frac{1}{h_{sat}^0 - h_{med,ar}^0} \quad (3.116)$$

Então o coeficiente f , definido teoricamente pela [equação \(3.117\)](#), na qual h_c representa o coeficiente de película, A representa a área de superfície molhada e $c_{P,u}$ é o calor específico do ar úmido, pode ser calculado pela [equação \(3.118\)](#).

$$f_{TR}^0 = \frac{h_c A}{2G_{TR}c_{pu}} \quad (3.117)$$

$$f_{TR}^0 = \frac{(L_{TR}^1 h_{agua}^1 - L_{TR}^0 h_{agua}^0) dh_{TR}^0}{2G_{TR}} \quad (3.118)$$

Em seguida, a temperatura de bulbo seco do ar T_{ar} é obtida por meio de um balanço do calor sensível nesta seção, por meio da [equação \(3.119\)](#).

$$T_{ar}^1 = \frac{T_{ar}^0 - f_{TR}^0 (T_{ar}^0 - T_{agua}^0 - T_{agua}^1)}{1 + f_{TR}^1} \quad (3.119)$$

Com duas propriedades do ar na saída da seção definidas (entalpia e temperatura de bulbo seco), é possível definir o estado do ar, inclusive a umidade absoluta do mesmo, em g/kg_{arseco} . Sabendo a vazão de ar seco G , a variação da vazão de água é definida na seção é definida pela variação de umidade absoluta total na mesma ([equação \(3.120\)](#)).

$$dL_{TR}^0 = G_{TR}(w_{ar}^1 - w_{ar}^0) \quad (3.120)$$

A vazão mássica de água real que entra na primeira seção fica definida pela [equação \(3.121\)](#).

$$L_{TR}^1 = G_{TR}(w_{ar}^1 - w_{ar}^0) \quad (3.121)$$

Considerando que a vazão de água foi considerada fixa até chegar a este ponto, todo o processo da [equação \(3.115\)](#) até a [equação \(3.121\)](#) é repetido para a primeira seção, para definir corretamente os estados do ar em cada ponto da seção. Por fim, o processo é repetido para todas as 10 seções da torre de resfriamento, definido estado do ar na saída.

Para operação *off-design* da torre de resfriamento, considera-se que o NTU para todas as condições ambientes deve ser mantido constante e igual ao NTU de projeto, permitindo o cálculo das temperaturas de entrada e saída da água e, conseqüentemente, o *range* e o *approach* da torre para a condição *off-design* em questão. Com isso, é possível obter a temperatura da água que será utilizada na especificação do TCA.

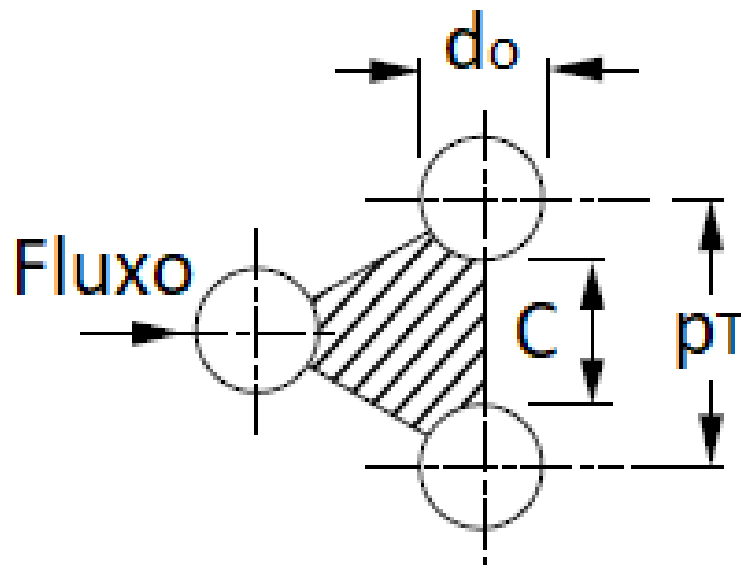
3.9 Modelagem do Trocador de Calor Auxiliar ao Radiador

O trocador de calor auxiliar ao radiador é um trocador água-água, responsável por resfriar a água de resfriamento do motor, utilizando ou água gelada produzida no *chiller* para o caso da configuração original, ou água proveniente da torre de resfriamento. Utilizando a modelagem do CAC apresentada anteriormente, em conjunto com a modelagem do motor e do radiador apresentados na seção anterior, é possível determinar as condições de projeto para ambas as configurações.

A modelagem utilizada para o dimensionamento é a referente a um trocador de calor casco e tubo, com passo triangular, baseada em [Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij \(2012\)](#). Primeiramente, sabe-se a temperatura de entrada de ambos os fluxos do trocador de calor, e supondo as temperaturas de saída, é calculada a temperatura média de cada fluxo, com o intuito de definir parâmetros termodinâmicos médios.

No lado do casco, por onde flui a água de resfriamento do motor, o primeiro passo é calcular o diâmetro equivalente D_e , definido como 4 vezes a área de escoamento livre (independente do arranjo) dividida pelo perímetro molhado. Pela [Figura 36](#), o diâmetro equivalente D_e pode ser deduzido e é dado [equação \(3.122\)](#), onde P_T é o passo dos tubos (distância entre os centros dos tubos).

Figura 36 – Representação de uma célula unitária do TCA



Fonte: Adaptado de [Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij \(2012\)](#).

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (3.122)$$

Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), não existe uma área de escoamento livre no lado casco que permite calcular a velocidade mássica G_s . Portanto, valores fictícios de G_s podem ser definidos baseados nas fileiras hipotéticas que possuem a maior área de fluxo, correspondente ao centro do casco. As variáveis que afetam a velocidade mássica são o diâmetro do casco D_s , a distância C , representada na Figura 36 e definida pela equação (3.123), o passo P_T , e o espaçamento das chicanas B (*baffles*). A largura da área de escoamento nos tubos localizados no centro do casco é $(D_s/P_T)C$ e o comprimento é dado pela distância B . Portanto, a área A_s utilizada para definir a velocidade mássica é dada pela equação (3.124).

$$C = P_T - d_o \quad (3.123)$$

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (3.124)$$

Com isso, pode-se definir a velocidade mássica G_s pela equação (3.125).

$$G_s = \frac{\dot{m}_{hot}}{A_s} \quad (3.125)$$

O número de Reynolds do escoamento de água no casco Re_s é calculado utilizando a velocidade mássica, o diâmetro equivalente e a viscosidade μ , relação dada pela equação (3.126).

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu_{hot}} \quad (3.126)$$

Por fim, calcula-se o coeficiente de transferência de calor do escoamento do casco h_{hot} , dado pela equação (3.127), baseado em Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

$$h_{hot} = 0.36 \left(\frac{G_s D_e}{\mu_{hot}} \right)^{0.55} \left(\frac{c_{p,hot} \mu_{hot}}{k_{hot}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{wall}}{\mu_{hot}} \right)^{0.14} \quad (3.127)$$

Onde a viscosidade μ_{wall} é a viscosidade do fluido na temperatura da parede, definida como a média entre a temperatura média do fluido no casco e a temperatura média do fluido nos tubos, e k_{hot} é a condutividade térmica do fluido.

Para o coeficiente de transferência de calor do lado tubo, deve-se definir a velocidade média dentro dos tubos V_m . Para isso, determina-se a área de escoamento dos tubos A_t , dada

pela equação (3.128), e utilizando a densidade do fluido, é possível definir a velocidade média de escoamento utilizando a equação (3.129).

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} N_t \quad (3.128)$$

$$V_m = \frac{\dot{m}_{cold}}{\rho_{cold} A_t} \quad (3.129)$$

Com a velocidade média definida, é possível definir o número de Reynolds Re_t e o tipo de escoamento que ocorre dentro dos tubos com a equação (3.130).

$$Re_t = \frac{\rho_{cold} V_m d_i}{\mu_{cold}} \quad (3.130)$$

Como o número de Reynolds é maior do que 10000 considerando as condições de projeto, o escoamento é turbulento. Utilizando a correlação de Gnielinski, representada pela equação (3.131) onde f é dado por equação (3.132), é possível definir o número de Nusselt, que é utilizado para definir o coeficiente de transferência de calor do lado tubo na equação (3.133).

$$Nu_t = \frac{(f/2)(Re_t - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.131)$$

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (3.132)$$

$$h_t = \frac{Nu_t k_{cold}}{d_i} \quad (3.133)$$

Os coeficientes de transferência de calor globais de cada lado são então calculados, onde o coeficiente limpo U_{clean} , desconsiderando a incrustação, é dado por equação (3.134) e o coeficiente com a incrustação U_{foul} é dado por equação (3.135).

$$U_{clean} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_{wall}} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.134)$$

$$U_{foul} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_{wall}} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.135)$$

A capacidade térmica de cada fluxo é definida pelo calor específico e pela vazão mássica do fluxo, como representado na equação (3.136). A capacidade térmica mínima C_{min} é dada como a menor capacidade térmica dentre os dois fluxos, porém, como o fluido de ambos é

água e a vazão da água de resfriamento do motor vinda do radiador sempre é menor do que a vazão de água gelada ou de água da torre, a capacidade térmica do lado da água de resfriamento sempre será menor.

$$C_{min} = C_{agua,rad} = \dot{m}_{agua,rad} c_{P,agua,rad} \quad (3.136)$$

O comprimento necessário do trocador de calor deve ser definido para que a área de transferência de calor A_{foul} , definida pela equação (3.137), seja grande o suficiente para que ocorra a transferência de calor necessária. Além disso, define-se como A_{clean} a área do trocador de calor com os cálculos utilizando o coeficiente global de transferência de calor sem incrustação U_{clean} . Para compensar a resistência causada pela incrustação, a área A_{foul} deve ser maior, porém, para evitar um trocador demasiadamente grande, foi limitada em 135% do valor da área limpa (*surface over design*).

Sabendo a área, é possível determinar o NTU (Number of Transfer Units), dado pela equação (3.138), que é utilizado para calcular a efetividade do trocador de calor utilizando uma correlação para trocadores casco e tubo, na equação (3.139).

$$A_{foul} = \pi d_o L N_t \quad (3.137)$$

$$NTU_{foul} = \frac{U_{foul} A_{foul}}{C_{min}} \quad (3.138)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-(1 - R)NTU)}{1 - R \exp(-(1 - R)NTU)} \quad (3.139)$$

Finalmente, dado o calor máximo possível pela equação (3.140), as temperaturas de saída do ambos os fluxos podem ser determinadas usando a equação (3.141).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (3.140)$$

$$T_{hot,out} = T_{hot,in} + \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{c_{p,hot} \dot{m}_{hot}} \quad (3.141)a$$

$$T_{cold,out} = T_{cold,in} - \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{c_{p,cold} \dot{m}_{cold}} \quad (3.141)b$$

A perda de carga do lado casco do número de tubos pelos quais o fluxo escoia entre as chicanas e também o comprimento de cada cruzamento. A correlação para a perda de

carga é representada pela equação (3.142), onde $\phi_s = (\mu_{hot}/\mu_{wall})^{0.14}$ e $N_b = L/B - 1$ é o número de chicanas.

$$\delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (3.142)$$

O fator de fricção f é calculado pela equação (3.143), onde Re_s é dado pela equação (3.126).

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) \quad (3.143)$$

3.10 Modelagem dos Trocadores de Calor de Recuperação de Calor dos Gases de Exaustão

Seguindo propostas comerciais feitas para o projeto, o trocador de calor de recuperação (TCR) foi definido e dimensionado como um trocador de calor compacto de tubos e aletas contínuas. A ser instalado próximo das chaminés do motor, o TCR recebe gás de exaustão a aproximadamente 400°C, diretamente após a junção dos gases provenientes do turbocompressor com o *bypass* da válvula *wastegate*. No circuito de água quente, responsável pelo acionamento do *chiller*, a água entra no trocador a 88°C para ser aquecida até 98°C, temperatura com a qual retorna para o *chiller*.

A composição e vazão dos gases de exaustão são obtidos através da combustão completa do combustível do motor. A composição do gás natural utilizado, baseado em dados da usina, e do ar seco (MORAN et al., 2010) estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Composição molar do gás natural e do ar seco.

Parâmetros	Gás Natural (%)	Ar Seco (%)
CH_4	91,18	0
C_2H_6	4,734	0
C_3H_8	0,718	0
C_4H_{10}	0,212	0
C_5H_{12}	0,061	0
N_2	2,062	78,09
CO_2	1,033	0,03
Ar	0	0,93
O_2	0	20,95

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A composição do ar úmido é dependente da umidade relativa, da pressão de saturação e da pressão ambiente. A fração de vapor Y_{H_2O} é dada pela equação (3.144). A pressão de

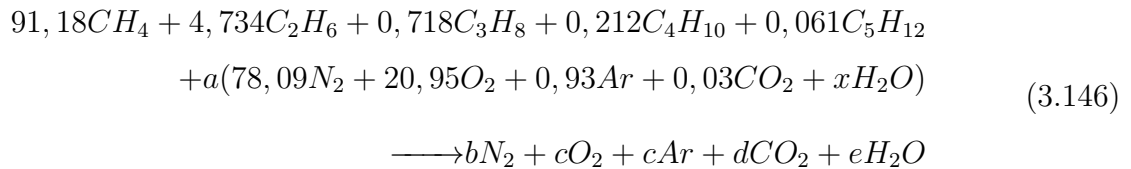
saturação é a pressão do ar saturado a temperatura ambiente.

$$Y_{H_2O} = \frac{URP_{sat}}{P_{amb}} \quad (3.144)$$

A fração molar de cada elemento é obtida pela redução proporcional das frações molares do ar seco, como mostra a [equação \(3.145\)](#).

$$Y_{umido,i} = (1 - Y_{H_2O})Y_{seco} \quad (3.145)$$

A combustão completa no motor ocorre com excesso de ar de 2,07, devido ao controle do motor.



O percentual de energia, proveniente do combustível, que é dispersado pelos gases é dado pela [equação \(3.42\)](#). Logo, a energia dos gases de exaustão é determinada pela [equação \(3.147\)](#).

$$\dot{Q}_{gases} = L_{gases}\dot{Q}_{GN} \quad (3.147)$$

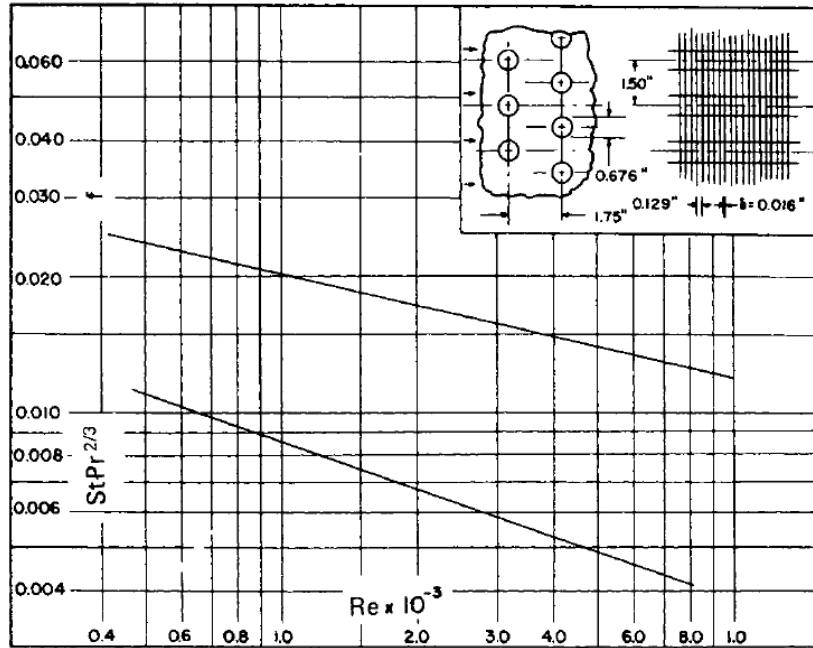
A temperatura dos gases de exaustão é definida pela modelagem de mistura de gases ideais, representada pela [equação \(3.148\)](#), onde h_i é a entalpia do elemento puro, x_i é a fração molar do elemento e M_i é a massa molar do elemento.

$$h_{gases} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i h_i}{\sum_{i=1}^n x_i M_i} \quad (3.148)$$

A modelagem do TCR é baseado no modelo de trocador de calor tipo tubos e aletas contínuas, apresentada em [Kays e London \(2018\)](#), com a configuração mostrada na [Figura 37](#).

Para este modelo de trocador, denominado 7.75-5/8T em [Kays e London \(2018\)](#), os seguintes parâmetros geométricos são definidos: diâmetro externo do tubo d_o de 17.17 mm; número de aletas igual a 305 por metro; diâmetro hidráulico D_h de 3.48 mm; razão entre área mínima de escoamento livre e área frontal σ igual a 0,481; razão entre a área de transferência de calor e volume total α de 554. O diâmetro interno é considerado 16 mm.

Figura 37 – Esquema e correlações do trocador de calor de recuperação



Fonte: Kays e London (2018).

Para determinar as características geométricas dos tubos, como as áreas, e as características termodinâmicas do escoamento dentro dos tubos, a modelagem apresentada para o escoamento dos tubos do CAC é utilizada.

Portanto, resta definir as características geométricas dos dutos, em conjunto das características termodinâmicas do escoamento nos dutos, que foi baseada no modelo de trocadores de calor compactos apresentada em Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

A área frontal A_{fr} do trocador de calor no lado gás é definida pela altura H e largura D do trocador, conforme mostra a equação (3.149).

$$A_{fr} = D \cdot H \quad (3.149)$$

Com a área frontal definida, pela geometria do trocador, é possível calcular a área mínima de escoamento livre pela equação (3.150).

$$A_{min} = \sigma \cdot A_{fr} \quad (3.150)$$

Além disso, a velocidade de escoamento na entrada do trocador V_{∞} é calculada pela equação (3.151), dependente da vazão de gases \dot{m}_{gases} .

$$V_{\infty} = \frac{\dot{m}_{gases}}{A_{fr}} \quad (3.151)$$

A velocidade mássica na área mínima de escoamento livre G_{gases} é então definida pela equação (3.152), onde ρ_{gases} é a densidade dos gases de exaustão na temperatura média dos gases no escoamento.

$$G_{gases} = \frac{\dot{m}_{gases} V_{\infty} A_{fr}}{A_{min}} \quad (3.152)$$

O número de Reynolds Re_{gases} é dada pela equação (3.153), onde D_h é o diâmetro hidráulico e μ_{gases} é a viscosidade dos gases de exaustão na temperatura média de escoamento.

$$Re_{gases} = \frac{G_{gases} D_h}{\mu_{gases}} \quad (3.153)$$

Por fim, utilizando as correlações apresentadas na Figura 37, é possível determinar o coeficiente f utilizado para a perda de carga e o coeficiente $StPr^{-2/3}$, uma relação entre o número de Prandtl (Pr) dos gases de exaustão na temperatura média dos gases no escoamento e o número de Stanton (St), dado pela equação (3.154), onde h_{gases} é o coeficiente de transferência de calor do lado dos gases, $c_{P,gases}$ é o calor específico dos gases na temperatura média dos gases no escoamento.

$$St = \frac{h_{gases}}{G_{gases} c_{P,gases}} \quad (3.154)$$

Com a equação (3.154), é possível determinar o coeficiente de transferência de calor do lado dos gases h_{gases} . A área total de transferência de calor A_t é definida pela equação (3.155), onde L é o comprimento do trocador de calor, na direção do escoamento dos gases de exaustão.

$$A_t = \frac{4A_{min}L}{D_h} \quad (3.155)$$

Finalmente, sabendo o coeficiente de transferência de calor dos dois lados, é possível calcular o coeficiente global de transferência de calor baseado na área de superfície do lado dos gases pela equação (3.156), onde A_i é a área da superfície interna dos tubos, R_{wall} é a resistência térmica da parede dos tubos dada pela equação (3.157), e η_o é a eficiência global da superfície externa dada pela equação (3.158).

$$\frac{1}{U} = \frac{A_t}{A_{int} h_{int}} + A_t R_{wall} + \frac{1}{\eta_o h_{gases}} \quad (3.156)$$

$$R_{wall} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_{wall} D} \quad (3.157)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (3.158)$$

Onde k_{wall} é a condutividade térmica do material da parede, A_f é a área das aletas e η_f é a eficiência das aletas, calculada utilizando o equacionamento apresentado na modelagem do CAC.

A capacidade térmica dos gases de exaustão C_{gases} é calculada pela equação (3.159), e como neste caso o fluxo de água sempre terá vazão maior do que os gases, com o calor específico da água também sendo maior do que o dos gases, a capacidade térmica dos gases de exaustão é considerada a capacidade térmica mínima C_{min} .

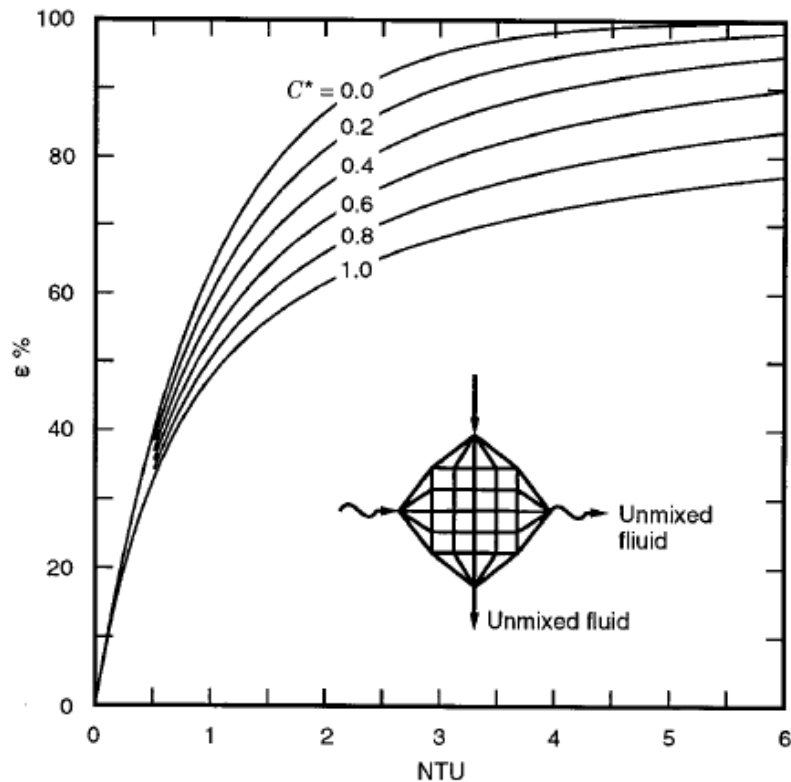
$$C_{min} = C_{gases} = \dot{m}_{gases} c_{P,gases} \quad (3.159)$$

Sabendo o coeficiente global de transferência calor U e a área de troca térmica, o número de unidades de transferência NTU_{TCR} é dado pela equação (3.160).

$$NTU_{TCR} = \frac{UA_t}{C_{min}} \quad (3.160)$$

A efetividade do trocador de calor de escoamento cruzado não misturado é apresentado na equação (3.105), também representado pela correlação na Figura 38.

Figura 38 – Efetividade do trocador de calor de fluxo cruzado não misturado



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

Considerando o máximo calor possível que pode ser trocado, dado pela equação (3.161), as temperaturas de saída do ambos os fluxos podem ser determinadas usando a equação (3.162).

$$\dot{Q}_{max} = C_{gases}(T_{gases,e} - T_{agua,e}) \quad (3.161)$$

$$T_{gases,s} = T_{gases,e} + \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{C_{P,gases} \dot{m}_{gases}} \quad (3.162)a$$

$$T_{agua,s} = T_{agua,e} - \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{C_{P,agua} \dot{m}_{agua}} \quad (3.162)b$$

A perda de carga do lado dos gases δp_{gases} é calculada pela equação (3.163).

$$\delta p_{gases} = \frac{f G_{gases}^2 A_t}{2 \rho_{gases} A_{min}} \quad (3.163)$$

4 Resultados e Discussões

Nesta seção, primeiramente, são apresentadas os resultados obtidos para a determinação da capacidade de produção de água gelada necessária do *chiller* para atender as demandas de ambas as configurações. Após definir a capacidade de produção do *chiller* de cada configuração, é apresentado a especificação de cada equipamento, seguido dos resultados dos dimensionamentos feitos com as modelagens apresentadas na seção anterior. Por fim, é feita uma análise da viabilidade econômica de cada configuração, levando em consideração propostas comerciais reais, para a definição da melhor estrutura para o sistema térmico.

4.1 Estudo de Carga Térmica do Sistema

Nesta subseção, são apresentados os resultados do dimensionamento dos *chillers* de cada configuração, necessário para atender as demandas de água gelada na SRD e no TCA, considerando dados ambientais de uma estação meteorológica próxima a UTE LORM.

Para definir a demanda de água gelada máxima do sistema, é necessário determinar a quantidade de água gelada necessária para condicionar o ar de admissão de uma unidade geradora, evitando que os sistemas do motor operem fora dos pontos de controle. Portanto, para a configuração original, a capacidade térmica do *chiller* depende da demanda de água gelada da serpentina e do TCA, fundamental para reduzir a temperatura da água de resfriamento do motor até o valor desejado. Já na configuração alternativa, somente a serpentina consome água gelada, sendo a água da torre de resfriamento destinada ao TCA.

Os dados ambientais horários utilizados para determinar a demanda de água gelada máxima do sistema foram coletados pela estação meteorológica Linhares-A614, localizado a aproximadamente 30km da usina, e estão disponíveis no site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2020). O histórico montado por estes dados são referentes ao período de 1 de fevereiro de 2018 a 31 de março de 2020, contendo então 26 meses de dados ambientais horários para simulação do sistema e cálculo da demanda de água gelada horária do mesmo. Estes dados ambientais, necessários para a reprodutibilidade do trabalho, são dados públicos disponíveis no site da INMET, sendo demasiadamente extensos para serem colocados em um anexo.

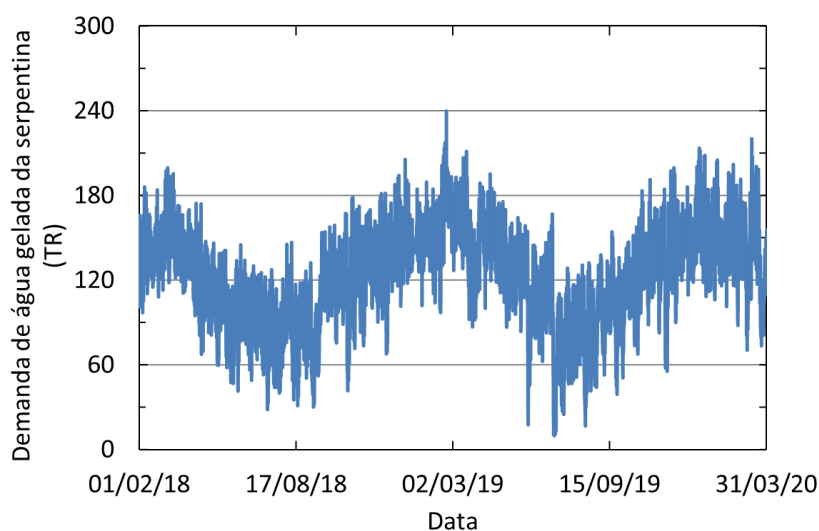
Análises também foram feitas utilizando o Ano Climático de Referência (TRY, do inglês *Test Reference Year*) da cidade de Vitória, definido em Goulart, Lamberts e Firmino (1998), localizada a aproximadamente 200km da UTE LORM. No entanto, considerando a década de referência (1961 a 1970) e a distância em relação a usina, foi preferível usar os dados da estação Linhares-A614, um menor histórico climático, porém mais próximo ao

local do estudo de caso.

Utilizando a modelagem da serpentina apresentada da seção anterior, baseada em [Stoecker \(1989\)](#), e utilizando o histórico de condições ambientais disponível como o dados de entrada para o ar de admissão na serpentina, é possível determinar a vazão mássica de água gelada a cada hora, com temperatura variando de 7°C a $12,6^{\circ}\text{C}$, necessária para condicionar o ar até a temperatura de bulbo úmido $12,5^{\circ}\text{C}$. Para isso, considera-se uma vazão de ar de 16 kg/s , com o motor operando a $10,2\text{ MW}$ de potência de eixo.

A demanda horária de água gelada, em toneladas de refrigeração (TR), para o histórico de 26 meses é apresentada na [Figura 39](#).

Figura 39 – Demanda horária de água gelada na serpentina para um histórico de 26 meses



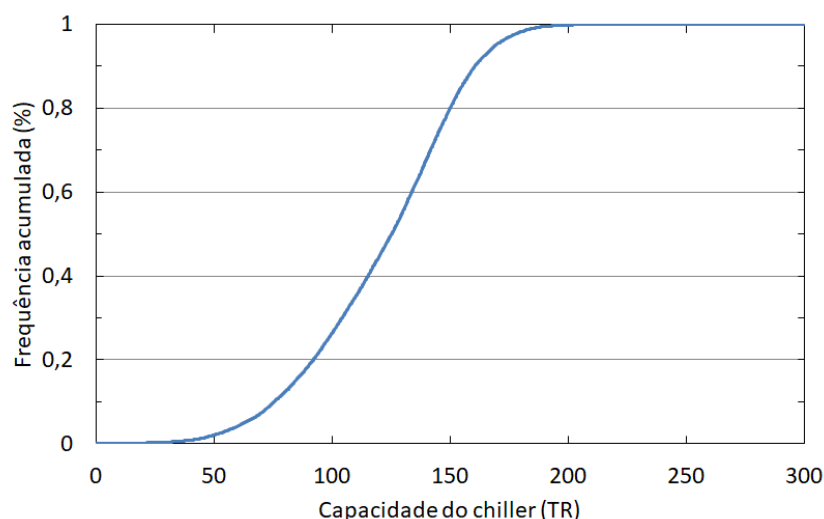
Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Nota-se que, na última semana de fevereiro de 2019, a condição ambiente com temperatura de $31,1^{\circ}\text{C}$ e 78% de umidade relativa requiriria aproximadamente 240 TR para que fosse resfriado até $12,5^{\circ}\text{C}$ de temperatura de bulbo úmido. Esta condição ambiente crítica representa a maior entalpia e a maior temperatura de bulbo úmido ($27,8^{\circ}\text{C}$) de todo o histórico, por consequência apresenta a maior demanda de água gelada, já que a entalpia de saída do ar é fixa.

Observa-se também que se trata de um pico atípico em todo o histórico, mesmo considerando as influências do verão na umidade absoluta do ar e por consequência na demanda de água gelada da serpentina. Portanto, para evitar superdimensionar o *chiller* devido a uma única condição ambiente atípica que ocorreu em uma hora dentre um histórico de 26 meses, a frequência acumulada da capacidade necessária do *chiller* foi calculada, utilizando o histórico climático, conforme apresentada na [Figura 40](#). Nota-se que, apesar do pico de 240 TR , um *chiller* com capacidade de produzir 185 TR de água gelada seria capaz de

atender 99% das horas no histórico em questão. Portanto, apesar de picos de alta demanda de água gelada na serpentina, é importante ressaltar que dimensionar o *chiller* para a condição crítica resultaria em um superdimensionamento do mesmo, na maior parte do tempo.

Figura 40 – Frequência acumulada da capacidade do *chiller* para atender a demanda da serpentina em um histórico de 26 meses



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Portanto, para a configuração original, na qual o TCA utiliza água gelada, a condição crítica na serpentina com demanda de 240 TR será atendida, já que a capacidade do *chiller* em questão será maior que este valor para poder atender simultaneamente o trocador de calor e a serpentina. Porém, para a configuração alternativa, utilizando água da torre de resfriamento no TCA, o *chiller* escolhido tem capacidade de 185 TR, visto que se trata do equipamento mais caro do sistema e que aumentos adicionais no dimensionamento do mesmo não resultariam em vantagens consideráveis.

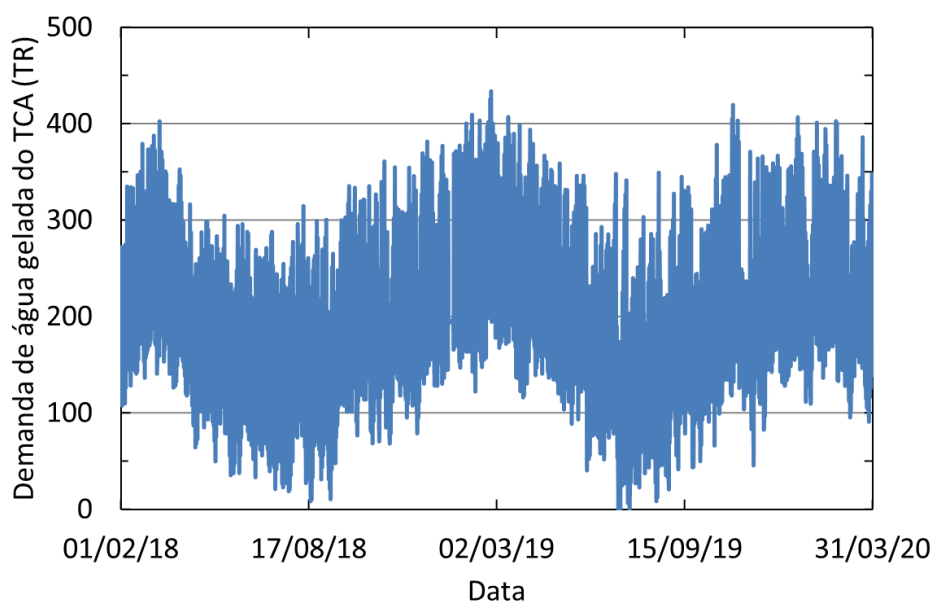
Considerando que a configuração alternativa não consome água gelada no trocador de calor auxiliar, o estudo de demanda de água gelada do TCA é relativo apenas a configuração original. Além disto, vale ressaltar que a demanda horária determinada para o TCA deve ser somada à demanda calculada para a serpentina, de modo que a soma das duas representa a verdadeira capacidade requirida do *chiller* por absorção.

No sistema de controle do motor, a água de resfriamento deve sair do trocador de calor auxiliar a uma temperatura 4°C abaixo da temperatura de orvalho a pressão de operação no ar de combustão (em torno de 4 bar). Além disso, o desvio de água quente na válvula 3 vias presente no circuito LT faz com que a água de resfriamento proveniente do TCA aumente em 2°C, de modo que na entrada do CAC a temperatura da água encontra-se a 2°C abaixo da temperatura de orvalho.

Logo, para determinar a vazão de água gelada necessária demandada pelo trocador de calor auxiliar, deve-se definir primeiramente em quais casos o trocador será necessário. Sempre que o radiador conseguir dissipar todo o calor do sistema de resfriamento do motor, reduzindo a temperatura da água para o valor desejado sem atingir as rotações nominais do ventiladores, a demanda de água gelada do TCA será zero. No entanto, caso o radiador esteja operando na rotação nominal e mesmo assim a temperatura da água em sua saída for maior que o valor desejado, será necessário um resfriamento adicional que será provido pelo TCA.

Com a modelagem do motor acoplada ao sistema de resfriamento do mesmo, da serpentina e do TCA, é possível determinar a vazão mássica de água gelada necessária para atender as demandas do sistema térmico em cada condição ambiente. Utilizando o histórico de dados com 26 meses de condições ambientes horárias, é possível determinar esta vazão mássica de água gelada para cada hora. Com isso, a demanda horária de água gelada, em toneladas de refrigeração (TR), para o histórico de 26 meses é apresentada na [Figura 41](#).

Figura 41 – Demanda horária de água gelada no trocador de calor auxiliar ao radiador para um histórico de 26 meses



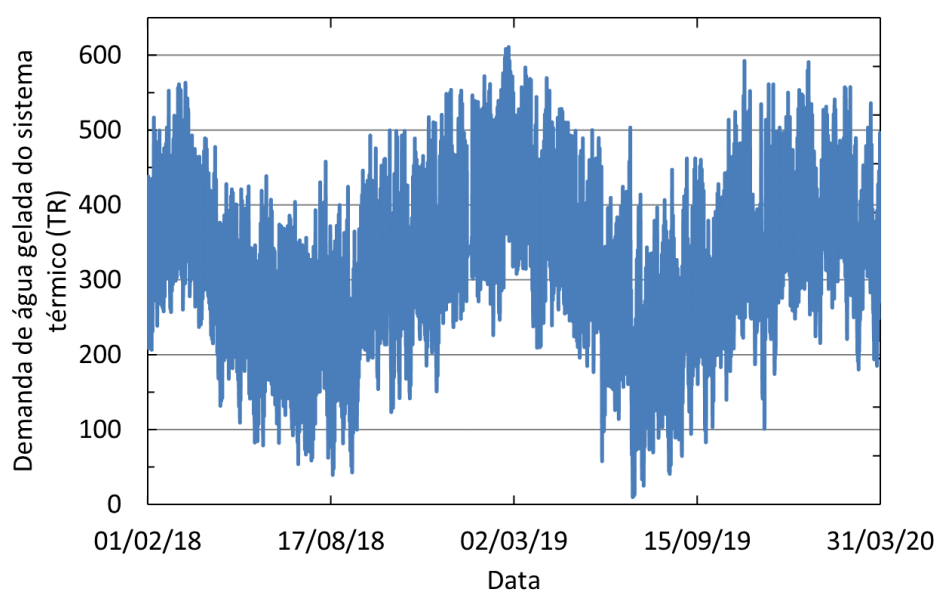
Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A condição ambiente crítica para este equipamento apresenta uma temperatura de bulbo seco de 36,6°C e 38% de umidade relativa, a maior temperatura de bulbo seco de todo o histórico. O aumento da temperatura de bulbo seco ambiente reduz diretamente o resfriamento realizado pelo radiador, que utiliza ar ambiente para resfriar a água de resfriamento do motor. A redução do resfriamento realizado pelo radiador tem como consequência a necessidade de um maior resfriamento adicional, aumentando a demanda de água gelada

do trocador de calor auxiliar. Para o caso crítico, seria necessário aproximadamente 433 TR para que o motor mantenha o controle desejado.

Considerando também a demanda de água gelada da serpentina, tem-se a demanda horária de água gelada do sistema térmico para a configuração original, conforme apresentada na [Figura 42](#).

Figura 42 – Demanda horária de água gelada do sistema térmico para um histórico de 26 meses



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

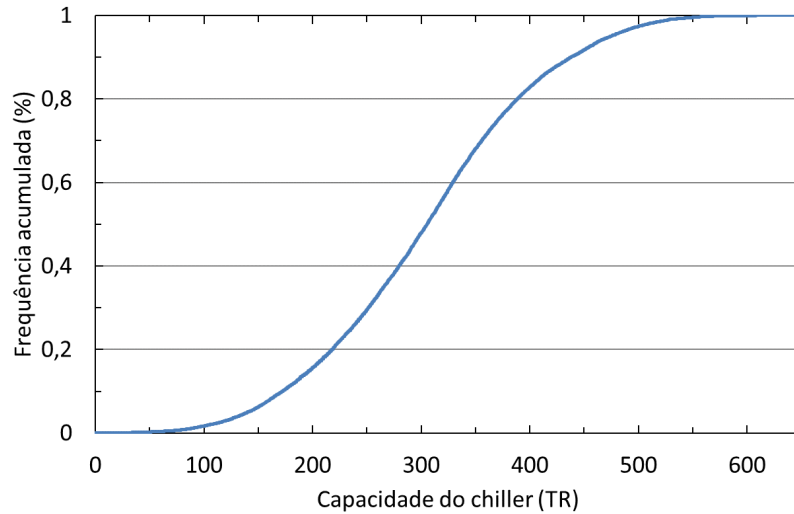
O ponto de maior demanda total de água gelada no histórico coincide com o ponto de maior demanda do TCA, com temperatura de bulbo seco de $36,6^{\circ}\text{C}$ e 38% de umidade relativa. A demanda total máxima é de aproximadamente 610 TR, sendo 433 TR destinados ao trocador de calor auxiliar ao radiador e 177 TR destinados à serpentina. No entanto, de maneira similar ao estudo de capacidade do *chiller* para a configuração, a frequência acumulada da capacidade necessária do *chiller* foi calculada para cada hora do histórico climático, apresentado na [Figura 43](#).

A curva de frequência acumulativa demonstra que um *chiller* com capacidade de 550 TR seria capaz de atender cerca de 99,52% das horas estudadas no histórico climático. Portanto, dimensionar para o pico de 610 TR aumentaria o investimento inicial do sistema, porém atendendo somente 88 horas adicionais dentre as 18410 presentes no histórico quando comparado a um *chiller* de 550 TR.

No entanto, vale ressaltar que, diferentemente da configuração alternativa, na qual dimensionar o *chiller* para atender demandas maiores do que o pico não trazem vantagens significativas, na configuração original cada TR adicional na capacidade do *chiller* significa

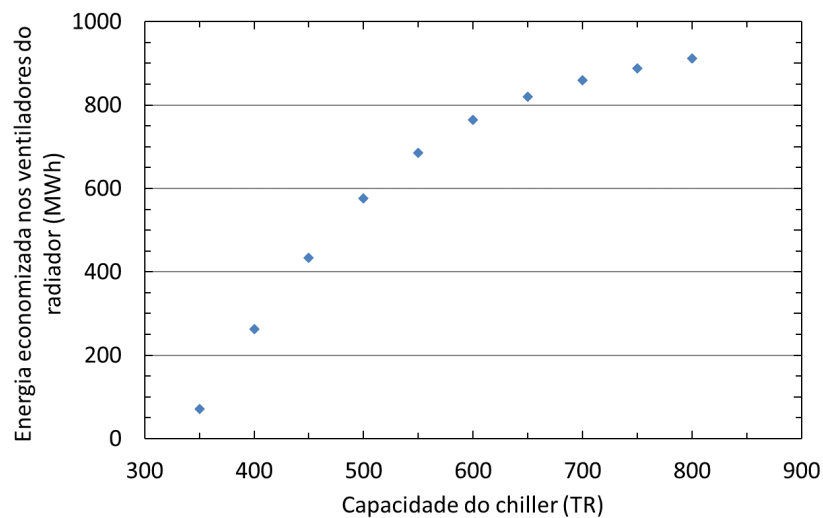
mais água gelada para realizar o resfriamento no TCA, fazendo com que os ventiladores do radiador reduzam suas rotações. Logo, superdimensionar o *chiller* pode trazer vantagens para o sistema com a economia de energia dos motores no radiador, sendo importante estudar o efeito da capacidade do *chiller* na energia economizada no radiador.

Figura 43 – Frequência acumulada da capacidade do *chiller* para atender a demanda de água gelada total em um histórico de 26 meses



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Figura 44 – Energia economizada nos ventiladores do radiador (MWh) em função da capacidade do *chiller* em um histórico de 26 meses



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Para analisar este efeito, a energia economizada no radiador, quando comparado ao motor

sem o sistema térmico, no período de 26 meses, para *chillers* de diversas capacidades no intervalo de 300 TR até 800 TR, é apresentada conforme na [Figura 44](#).

Para esta análise, a motor opera com BMEP de 23,45 bar (potência de eixo de aproximadamente 10 MW), logo a energia dispersada pelo motor aumenta em relação a operação com BMEP de 20 bar. Por consequência, em certos momentos, mesmo com a adição do trocador de calor auxiliar ao radiador, pode ocorrer do radiador operar a uma rotação maior do que a original (motor a 20 BMEP sem o TCA). Portanto, nos *chillers* de menor capacidade, o acréscimo de 50 TR é suficiente para diminuir significativamente a rotação dos ventiladores em dias mais quentes, pois estes estariam operando próximo da nominal. Em contrapartida, em *chillers* de maior capacidade (mais do que 600 TR), o acréscimo de 50 TR não aumenta a economia nos ventiladores tanto quanto os menores, pois na maior parte do tempo os ventiladores já estariam operando em baixa rotação. Assim sendo, nota-se que na medida que a capacidade do *chiller* aumenta, acréscimos adicionais de capacidade aparentam obter retornos cada vez menores.

Por conseguinte, é provável que exista um ponto ótimo para o qual aumentar a capacidade do *chiller* resultaria em prejuízo. Para avaliar isto de forma monetária, um custo, em dólares, é atribuído para o *chiller* segundo a [equação \(4.1\)](#), baseado em [Boehm \(1987\)](#), no qual F_{exp} é o fator de expansão (2,455) e S é a capacidade do *chiller*, em TR .

$$C_{inst} = F_{exp} \cdot 105.000(S/500) \cdot 0,69 \quad (4.1)$$

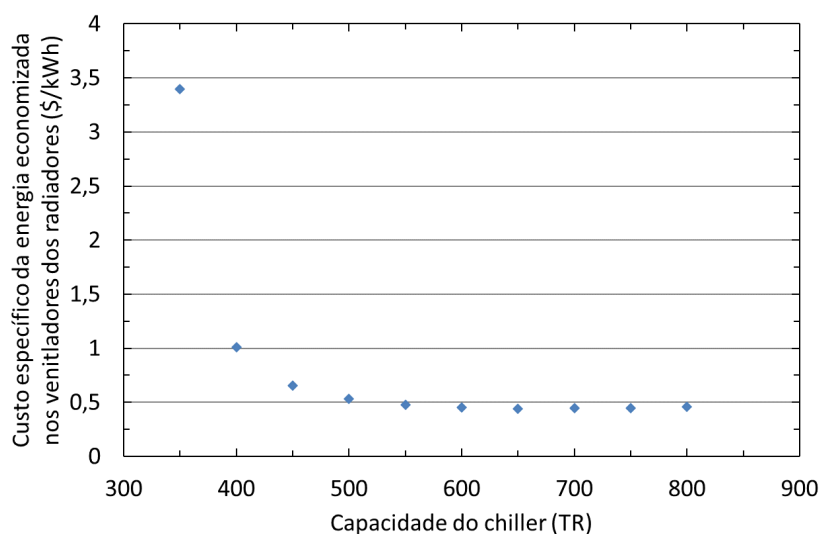
Contudo, todas as equações de custo apresentadas em [Boehm \(1987\)](#) são baseadas em dados do ano de 1987. Consequentemente, o Chemical Engineering Plant Cost Index ([CHEMICAL ENGINEERING, 2020](#)) pode ser utilizado para atualizar custos de plantas ou grupos de equipamentos. Os valores dos índices de custo utilizados neste trabalho são $CEPCI_{1987}$ de 323,8 e $CEPCI_{2019}$ igual á 619,2. Finalmente, o custo atualizado do *chiller* pode ser descrito pela [equação \(4.2\)](#).

$$C_{inst}^{2019} = \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{1987}} C_{inst}^{1987} \quad (4.2)$$

Com os custo dos *chillers* por absorção, com capacidade variando de 350 TR a 800 TR, e a economia de energia nos ventiladores do radiador de cada um deles, foi calculado o custo específico (em \$/kWh) da energia economizada no radiador, como mostra a [Figura 45](#).

Um *chiller* de 650 TR apresenta o menor custo específico de energia economizada dentre todas as capacidades avaliadas, mostrando que investir em *chillers* com maiores capacidades não trariam benefícios adicionais significativos. Ainda assim, nota-se que a diferença de custo da energia economizada de um *chiller* com capacidade de 550 TR (0,475 \$/kWh) está relativamente próxima do ótimo (0,44396 \$/kWh).

Figura 45 – Custo específico da energia economizada nos ventiladores do radiador (\$/kWh) em função da capacidade do *chiller* em um histórico de 26 meses



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Levando em consideração que a finalidade principal do sistema térmico é o estudo do desempenho do motor com resfriamento e desumidificação do ar de admissão, ao invés da maior economia possível, e que o *chiller* é o equipamento com maior valor comercial, com um aumento de capacidade representado um acréscimo significativo no investimento inicial do sistema térmico, um *chiller* de 550 TR foi escolhido para a configuração original, capaz de atender a demanda 99,52% do período.

4.2 Dimensionamento dos Equipamentos para Engenharia Básica do Sistema Térmico

Nesta subseção são apresentadas as especificações e os resultados do dimensionamentos da serpentina, da torre de resfriamento, do trocador de calor auxiliar ao radiador e do trocador de calor de recuperação.

4.2.1 Dimensionamento da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação

Com a quantidade de água gelada máxima na serpentina definida, é necessário determinar as dimensões físicas da mesma. Para isso, utiliza-se a modelagem baseado no modelo de [Mansour e Hassab \(2012\)](#).

De acordo com o resultado demonstrado nos cálculos de demanda da água gelada da serpentina, o ponto crítico utilizado para o projeto é a condição ambiente com temperatura de bulbo seco de 31,1°C e umidade relativa de 78%, com uma vazão de ar de 16,03 kg/s,

devendo ser condicionada até a condição de ar saturado a 12,5°C. Já para o lado água, para a condição de projeto, define-se que a água deve entrar na serpentina a 7°C e sair a 12,6°C.

Os parâmetros iniciais de projeto da serpentina estão listados na [Tabela 8](#), baseados no modelo apresentado em [Mansour e Hassab \(2012\)](#), com os parâmetros geométricos representados na [Figura 22](#). Os valores destes parâmetros foram baseados em modelos de serpentina de [Mansour e Hassab \(2012\)](#).

Tabela 8 – Parâmetros de projeto da serpentina.

Grandeza	Valores
Diâmetro externo, d_o (mm)	25,4
Diâmetro interno, d_i (mm)	24,3
Coefficiente de transferência de calor do ar, h_{ext} ($W/m^2\text{°C}$)	60
Coefficiente de transferência de calor do água, h_{int} ($W/m^2\text{°C}$)	4000
Espaçamento vertical dos tubos, S_T (mm)	50
Espaçamento horizontal dos tubos, S_L (mm)	33,25
Compacidade do trocador, β (m^2/m^3)	1060
Área externa/Área interna	23
Eficiência de superfície aletada, η_s (%)	85
Número de colunas, N_p	8
Número de aletas, N_f	554
Espessura das aletas, δ_f (mm)	0,15
Área de escoamento/Área de face	0,529

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Para as condições definidas, ar ambiente a 31,1°C e 78% de umidade relativa, e com a geometria definida em [Tabela 8](#), os resultados para as dimensões da serpentina, obtidas com a modelagem baseada em [Mansour e Hassab \(2012\)](#), estão apresentados na [Tabela 9](#).

Tabela 9 – Dimensões físicas da serpentina de resfriamento e desumidificação.

Grandeza	Limite máximo	Modelagem
Altura (m)	1,4	1,2875
Comprimento (m)	3,3	2,908
Profundidade (m)	1,6	0,266

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A velocidade de face da serpentina pode então ser calculada, dividindo-se a vazão volumétrica de ar, de aproximadamente 14,3 m^3/s , pela área de face da serpentina, obtida pela multiplicação da altura pelo comprimento. Para este caso, a velocidade de face obtida é de 3,8 m/s, um valor alto o suficiente para arrastar gotículas de água da superfície da serpentina para a admissão de motor. No entanto, como as dimensões da serpentina estão próximas ao limite imposto pela casa de filtro, a melhor maneira de solucionar este problema seria por meio de uma ampliação do local de instalação do trocador de calor,

permitindo assim maiores dimensões físicas e menor velocidade de face.

4.2.2 Dimensionamento da Torre de Resfriamento

Define-se como *range* a diferença entre a temperatura da água de resfriamento que entra na torre e a temperatura da água ao sair da torre, enquanto o *approach* é definido como a diferença entre a temperatura do fluxo de água de resfriamento que sai da torre (mais frio) e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (VEDAVARZ; KUMAR; HUSSAIN, 2007).

Para o dimensionamento da torre, a configuração original só possui a demanda de água de resfriamento do *chiller* de absorção, com capacidade de 550 TR. Como a maior temperatura de bulbo úmido no histórico é de 27,8°C, deve-se determinar o *approach* da torre para que o *chiller* não tenha *derating* significativo, considerando que a condição nominal do *chiller* opera com água de resfriamento a 30°C. Assim, para a condição crítica, seria necessário um *approach* de 2°C, com a água sendo resfriada na torre até 29,8°C. No entanto, como o catálogo da torre (CARAVELA THERMOTANK GROUP, 2021) só apresenta modelos com *approach* a partir de 3°C, duas torres serão comparadas: uma com *approach* de 3°C, para ter o menor *derating* possível no *chiller*; e outra com *approach* de 4°C, para analisar se o *derating* causado é significativo. Para todos os casos, um *range* de 5,56°C (10°F) é considerado, seguindo a condição imposta pelo catálogo do *chiller* (BROAD, 2017).

Considerando um *approach* de 4°C, a temperatura da água de resfriamento que entra no *chiller* estaria a 31,8°C. Com isso, considerando que a água gelada seria produzida a 7°C e a água quente seria fornecida a 98°C, o COP do *chiller* para estas condições seria de 0,7533. Portanto, a vazão de água de resfriamento nominal (L_{nom}) pode ser definida por meio da equação (4.3).

$$L_{nom,TR} = (\dot{Q}_{chiller}/COP_{corr} + \dot{Q}_{chiller})/(h_{AgR,e} - h_{AgR,s}) \quad (4.3)$$

Onde $\dot{Q}_{chiller}$ é a capacidade do *chiller*, em kW, $h_{AgR,e}$ é a entalpia da água de resfriamento que entra na torre, em kW, e $h_{AgR,s}$ é a entalpia da água de resfriamento que sai da torre, em kW.

No entanto, considerando, por exemplo, o ar ambiente a uma temperatura de bulbo seco de 33,5°C e umidade relativa de 58%, condição que ocorreu em 20 de fevereiro de 2019, o sistema térmico demandaria aproximadamente 554,3 TR de água gelada, próximo da capacidade nominal do *chiller*. Nestas condições, o ar ambiente resfriaria a água até 30,93°C, temperatura mais alta que a nominal. Logo, a capacidade de produção de água gelada do *chiller* seria reduzida para 93,9%, tornando inviável a utilização de um *chiller* de 550 TR. Para que a demanda de água gelada fosse atendida nestas condições, seria necessário uma torre maior para reduzir ainda mais a temperatura da água de resfriamento

do *chiller*, ou então seria preciso um *chiller* de aproximadamente 600 TR, considerando a mesma redução da capacidade de produção de água gelada no *chiller* causada pela temperatura da água de resfriamento.

Além disso, na condição crítica de 27,8°C de temperatura de bulbo úmido, com a água de resfriamento a 31,8°C o *chiller* também teria capacidade de produção reduzida para 86,8%. Para reduzir o *derating* em condições mais críticas (alta temperatura de bulbo úmido e bulbo seco), seria necessário uma torre de resfriamento com maior vazão de ar, com a finalidade de reduzir o *approach* para 3°C. Este novo *approach* reduziria o COP para 0,7585, com fator de *derating* de 94,8%.

Para que a demanda de água nestas condições fosse atendida por um *chiller* de 550 TR, seria necessário uma torre de resfriamento maior, com uma redução no *approach* de 4°C para 3°C. Como um *approach* menor significa que a temperatura da água deve ser mais próxima da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, é necessário que uma vazão de ar maior escoe pela torre de resfriamento ou uma torre com maior altura de recheio. A razão entre a vazão de água e vazão de ar da torre, para o *approach* de 4°C, foi considerado 1. Já para a torre com 3°C de *approach*, torres comerciais foram selecionadas utilizando o catálogo da fabricante (CARAVELA THERMOTANK GROUP, 2021) e a potência de eixo P_{eixo} dos ventiladores foi utilizada para determinar a vazão de ar Q_{ar} da mesma, por meio da equação de similaridade dada pela equação (4.4) (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2001). Os parâmetros utilizados para a seleção e os modelos das torres selecionadas são apresentados na Tabela 10.

$$\frac{P_{eixo,1}}{P_{eixo,2}} = \left(\frac{Q_{ar,1}}{Q_{ar,2}}\right)^3 \quad (4.4)$$

Tabela 10 – Parâmetros de projeto e modelo da torre de resfriamento da configuração original.

Parâmetro	Torre de <i>Approach</i> 4°C	Torre de <i>Approach</i> 3°C
T_{bu} Máximo (°C)	27,8	27,8
<i>Range</i> (°C)	5,56	5,56
<i>Approach</i> (°C)	4	3
Vazão de água (m^3/h)	737	724
Modelo da torre	291/12	361/9
Potência do motor (kW)	22,2	29,6
Vazão de ar calculada (kg/s)	204,7	225,32
NTU calculado	0,948	1,199

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Com a torre de 3°C de *approach*, a água de resfriamento retorna para o *chiller* a uma temperatura de 29,82°C, que provocará um aumento de aproximadamente 1% na capacidade de produção do *chiller* por ser menor que a temperatura nominal de 30°C. Logo, o

ar ambiente com temperatura de bulbo seco de 33,5° e umidade relativa de 58%, e a consequente demanda de água gelada necessária de 554,3 TR, a utilização da torre de 3°C de *approach* permitiria que um *chiller* de capacidade nominal de 550 TR atendesse completamente a demanda do sistema.

A alternativa para resolver o problema causado pelo *derating* seria a seleção de um *chiller* com maior capacidade nominal de produção de água gelada. Um *chiller* com maior capacidade precisaria de uma vazão maior de água de resfriamento de aproximadamente 210,2 kg/s, considerando um *range* constante de 5,556°C. Mantendo o *approach* e o T_{bu} máximo com os mesmos valores, a água de resfriamento entraria no *chiller* a 30,92°C, causando um *derating* de 93,9% e reduzindo a produção de água gelada do *chiller* para 563,5 TR, mais do que o suficiente para atender a demanda de água no momento em questão. Neste caso, seria necessário comprar um *chiller* mais caro de 600 TR ao invés de um de 550 TR. Porém, normalmente se consegue alguma economia no custo de aquisição do conjunto *chiller* (de 550 TR) com uma torre maior, do que se optar pelo conjunto *chiller* (de 600 TR) com uma torre menor, levando como base custos de aquisição e instalação disponíveis em [Boehm \(1987\)](#).

Para a configuração alternativa, a temperatura da água na entrada do CAC (26,09°C) é menor do que a temperatura de bulbo úmido do ar em diversos pontos do histórico, impossibilitando o resfriamento da água proveniente do radiador até a temperatura desejada (24,09°C). No entanto, segundo [Campbell et al. \(2020\)](#), o motor pode operar com uma maior temperatura no ar de combustão, a até 8°C acima da temperatura de orvalho, caso o ar na saída da serpentina esteja saturado a uma temperatura de 12,5°C. Para ΔTCA de 8°C e operação a 10MW de potência, a temperatura da água de resfriamento do motor que entra no CAC deve ser igual aproximadamente 33,55°C, possibilitando a utilização da torre de resfriamento mesmo em momentos críticos.

A vazão de água de resfriamento para a configuração alternativa depende tanto do *chiller* por absorção, com capacidade de 185 TR, quanto para o trocador de calor auxiliar ao radiador. A vazão de água de resfriamento demandada pelo *chiller* por absorção pode ser definida pela [equação \(4.3\)](#), enquanto a vazão do TCA depende das condições de projeto do mesmo.

A maior vazão mássica requerida pelo TCA ocorre quando o ar ambiente encontra-se a 36,6°C de temperatura de bulbo seco e 38% de umidade relativa. Com estas condições, considerando ΔTCA de 8°C, a água sai do radiador a 48,14°C e deve ser resfriada até 31,55°C. Logo, a vazão demandada pelo TCA é dada pela [equação \(4.5\)](#), que representa a razão entre o calor transferido no TCA e a diferença de entalpia da água da torre de resfriamento.

$$L_{TCA} = (\dot{m}_{rad}(h_{TCA,e} - h_{TCA,s})) / (h_{AgR,e} - h_{AgR,s}) \quad (4.5)$$

Os parâmetros utilizados para a seleção da torre, utilizando o catálogo de um fabricante (CARAVELA THERMOTANK GROUP, 2021), e o modelo comerciais das torres selecionadas a partir deste catálogo são apresentados na Tabela 11. Como a temperatura da água de resfriamento é importante para o resfriamento da água do motor, o *approach* foi definido como 3°C. A razão entre a vazão de ar e a vazão de água foi definida como 1.

Tabela 11 – Parâmetros de projeto e modelo da torre de resfriamento da configuração alternativa.

Parâmetro	Torre de Approach 3°C
Tbu Máximo (°C)	27,8
Range (°C)	5.5556
Approach (°C)	3
Vazão de água (m^3/h)	529
Modelo da torre	231/12
Potência do motor (kW)	18,5
Vazão de ar (kg/s)	146,95
NTU calculado	1,19

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Com isso, nota-se que tanto a vazão mássica de água de resfriamento da torre quanto o consumo dos ventiladores é menor para a configuração alternativa, trazendo assim economias na aquisição do componente e também do custo operacional do sistema térmico.

4.2.3 Dimensionamento do Trocador de Calor Auxiliar

Com a modelagem do trocador de calor definida na seção anterior, deve-se determinar a especificação do TCA para realizar o dimensionamento. Devido às diferenças das estruturas das configurações do sistema térmico, os parâmetros de projeto de cada uma são diferentes.

Para a configuração original, o sistema térmico divide a água gelada de acordo com a seguinte lógica: uma quantidade de água gelada é enviada à serpentina de resfriamento e desumidificação, suficiente para que o ar de saída se encontre saturado a 12,5°C, e o restante da água gelada é enviado ao trocador auxiliar ao radiador, aliviando o radiador em horas de baixa demanda da serpentina.

Segundo os resultados de demanda de água gelada apresentados, o trocador de calor auxiliar ao radiador apresenta maior demanda de água gelada para a condição ambiente de 36,6°C e 38% de umidade relativa, por ser a condição mais crítica ao radiador, um trocador de calor que utiliza ar ambiente para o resfriamento da água do motor. No entanto, este estado ambiente apresenta alta umidade absoluta (aproximadamente $15g/kg_{ar seco}$), consequentemente necessitando de mais água gelada na serpentina (demanda em torno de 180TR) do que em condições ambientes frias e secas. Portanto, considerando por exemplo uma condição ambiente de 14,4°C, 90% e aproximadamente 13,25°C de bulbo úmido (ponto

mais seco do histórico), como a demanda na serpentina é menor (menos de 20TR), a quantidade de água gelada disponível para o trocador de calor auxiliar é maior, permitindo que a água proveniente do radiador entre no TCA a uma temperatura maior do que no outro caso, aumentando a quantidade de calor trocada no TCA. Por isso, para determinar qual seria a condição ambiente com maior área, o trocador foi dimensionado utilizando do método DTML, considerando um coeficiente global de transferência de calor constante. Com isso, determinou-se que o funcionamento do sistema térmico em um estado ambiente mais frio e seco demandaria uma área de troca de calor no TCA maior do que em um estado ambiente quente e úmido, devido a maior quantidade de água gelada disponível para o TCA no primeiro caso.

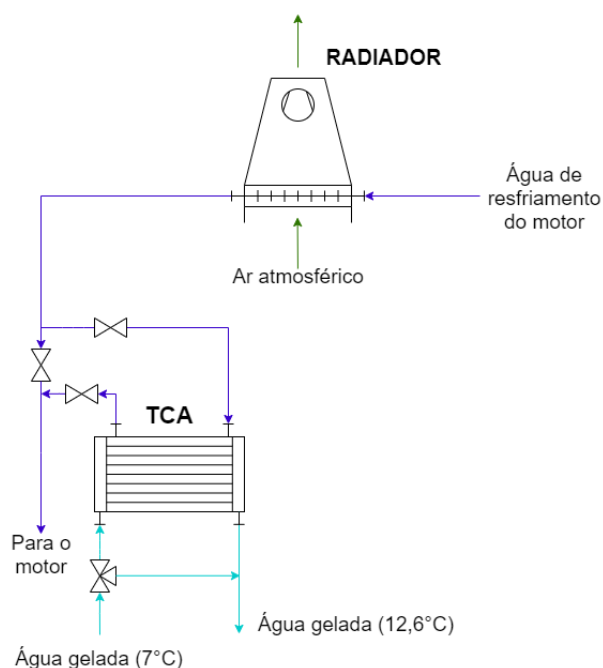
Além disso, os ventiladores do radiador, de rotação nominal de 865 rpm, possuem uma rotação mínima de operação de 30%, abaixo da qual não podem operar. Por consequência, em condições ambientes frias com a mesma umidade absoluta, que portanto apresentam a mesma demanda na serpentina, a limitação de rotação do radiador pode fazer com que a temperatura da água de resfriamento na entrada do TCA seja menor para o dia mais frio. Logo, a condição crítica no TCA depende tanto da temperatura de bulbo seco quanto da umidade absoluta do ar.

Utilizando o método DTML, com coeficiente global de transferência de calor constante, a torre dimensionada com approach de 3°C e a modelagem do CAC, a condição crítica para o TCA, no qual seria necessária a maior área de troca térmica, foi a condição cujo ar ambiente se encontrava a 19,1°C de bulbo seco, 53% e 13,3°C de bulbo úmido. Para esta condição, a água de resfriamento do motor, com uma vazão mássica de 22,88 kg/s, deve ser resfriada até 24,1°C, entrando no TCA a 39,8°C.

Para o sistema térmico que utiliza água gelada no TCA, nas condições nominais, a água deve ir para o TCA a 7°C e retornar a 12,6°C para o *chiller*. No entanto, conforme mostra a [Figura 46](#), a introdução de uma válvula de 3 vias no sistema permite que a temperatura de saída da água gelada no TCA, e antes da junção com o fluxo recirculado, seja maior do que 12,6°C.

A especificação do trocador de calor auxiliar ao radiador pode então ser definida para a configuração original, como mostrado na [Tabela 12](#). A temperatura de saída da água gelada do trocador de calor foi fixada em 14°C para que aconteça a recirculação na válvula de três vias. Além disso, a baixa temperatura e umidade do ar reduzem a temperatura da água de resfriamento da torre, aumentando assim a capacidade de produção do *chiller*. Com isso, a água gelada pode retornar ao *chiller* a 13,15°C, onde seria resfriada novamente até 7°C. Essa maior temperatura de retorno (13,15°C em relação a 12,6°C na condição nominal) permite que mais calor seja dissipado pelo TCA, aumentando ainda mais a economia do radiador.

Figura 46 – Esquema do trocador de calor auxiliar ao radiador.



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Tabela 12 – Especificação do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.

Parâmetros	Especificação
Tipo	Casco e tubo
Fluido quente	Água do radiador (casco)
Fluido frio	Água gelada (tubo)
Temp. de entrada do fluido quente (°C)	46,05
Temp. de saída do fluido quente (°C)	24,09
Pressão do fluido quente (atm)	2
Vazão do fluido quente (kg/s)	22,91
Temp. de entrada do fluido frio (°C)	7
Temp. de saída do fluido frio (°C)	13,15 (após junção do bypass)
Pressão do fluido frio (kPa)	350
Vazão do fluido frio (kg/s)	81,56
Capacidade de troca térmica (kW)	2100
Perda de carga máxima do fluido quente (mca)	3
Tbs do ar ambiente (°C)	19,1
Umidade relativa do ar ambiente	0,53

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Utilizando a modelagem apresentada, um trocador de calor casco-tubo, de passo triangular, foi dimensionado, com os resultados apresentados na [Tabela 13](#).

Tabela 13 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.

Parâmetros	Valores
Diâmetro externo do tubo (pol)	1
Diâmetro interno do tubo (pol)	0,953
Diâmetro interno do casco (pol)	31
Número de tubos	472
Comprimento dos tubos (m)	3,34
Espaçamento das chicanas (m)	0,26
Passo dos tubos (pol)	1,25
Número de passes	1
Perda de carga no casco (mca)	2,686

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Para a configuração alternativa, em condições ambientes de temperatura de bulbo úmido alta, a torre de resfriamento dimensionada não permite que a água de resfriamento do motor seja resfriada o suficiente para que o motor opere a 10MW e com o ar de combustão após o compressor a 2°C acima da orvalho. A condição de projeto crítica é quando a ar ambiente se encontra a 36,6°C e 38% de umidade relativa, com o ar no coletor a 8°C acima da orvalho. Nestas condições, é necessário resfriar a água do motor de 48,09°C até 31,55°C.

A especificação do trocador de calor auxiliar ao radiador para a configuração alternativa é definida como apresentado na [Tabela 14](#).

Tabela 14 – Especificação do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração alternativa.

Parâmetros	Especificação
Tipo	Casco e tubo
Fluido quente	Água do radiador (casco)
Fluido frio	Água de resfriamento da torre (tubo)
Temp. de entrada do fluido quente (°C)	48,09
Temp. de saída do fluido quente (°C)	31,55
Pressão do fluido quente (atm)	2
Vazão do fluido quente (kg/s)	22,91
Temp. de entrada do fluido frio (°C)	28,36
Temp. de saída do fluido frio (°C)	33,90
Pressão do fluido frio (kPa)	350
Vazão do fluido frio (kg/s)	68,37
Capacidade de troca térmica (kW)	1585
Perda de carga máxima do fluido quente (mca)	3
Tbs do ar ambiente (°C)	36,6
Umidade relativa do ar ambiente	0,38

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Por fim, o trocador de calor casco-tubo, de passo triangular, foi dimensionado para a configuração alternativa, com os resultados obtidos apresentados na [Tabela 15](#).

Tabela 15 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração alternativa.

Parâmetros	Valores
Diâmetro externo do tubo (pol)	1
Diâmetro interno do tubo (pol)	0,953
Diâmetro interno do casco (pol)	39
Número de tubos	766
Comprimento dos tubos (m)	3,7
Espaçamento das chicanas (m)	0,26
Passo dos tubos (pol)	1,25
Número de passes	1
Perda de carga no casco (mca)	2,381

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Neste caso, as dimensões físicas do trocador de calor foram maiores para a configuração alternativa do que para a configuração original. A utilização de água gelada no TCA na configuração original resulta em transferência de calor com maior diferença de temperatura entre os dois fluxos, diminuindo assim a área necessária. Com isso, o custo de aquisição do TCA é menor para a configuração original.

4.2.4 Dimensionamento do Trocador de Calor de Recuperação

Com a modelagem do trocador de calor definida na seção anterior, deve-se determinar a especificação do TCR para que possa ser feito o dimensionamento. Como o TCR é especificado para atender somente as necessidades de acionamento do *chiller*, a especificação do componente será diferente para cada configuração. No entanto, as condições dos gases de exaustão na entrada do TCR são as mesmas para ambas as configurações, com a mesma temperatura, composição e vazão mássica.

Com a temperatura dos gases de exaustão, e sabendo a quantidade de calor necessária para alimentar o *chiller* por absorção da configuração original, com 550 TR de capacidade, é possível determinar a especificação do trocador de calor de recuperação de calor para a configuração original, apresentado na [Tabela 16](#), considerando o ponto de menor temperatura de saída dos gases.

Com a modelagem apresentada, foi possível realizar o dimensionamento do trocador de calor de recuperação da configuração original, tendo como base a especificação apresentada na [Tabela 16](#), com os resultados apresentados na [Tabela 17](#).

Tabela 16 – Especificação para o trocador de calor de recuperação (TCR) para a configuração original.

Parâmetros	Especificação
Tipo	Aleta continua e tubos circulares
Fluido quente	Gases de exaustão do motor (casco)
Fluido frio	Água quente para o <i>chiller</i> (tubo)
Composição dos gases	72,81% N ₂ , 4,87% CO ₂ , 11,35% H ₂ O, 10,1% O ₂ , 0,87% Ar
Temp. de entrada do fluido quente (°C)	390
Pressão do fluido quente (atm)	1
Vazão do fluido quente (kg/s)	16,6
Temp. de entrada do fluido frio (°C)	88
Temp. de saída do fluido frio (°C)	98 (após junção do bypass)
Pressão do fluido frio (kPa)	350
Vazão do fluido frio (kg/s)	64
Capacidade de troca térmica (kW)	2770
Perda de carga máxima do fluido quente (mca)	0,1

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Tabela 17 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.

Parâmetros	Valores
Comprimento do trocador, lado gases (m)	1
Comprimento dos tubos, largura do trocador (m)	2,5
Altura do trocador (m)	1,5
Número de tubos	2214
Perda de carga nos gases (mca)	0,0796

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Analogamente, com a quantidade de calor necessária para alimentar o *chiller* da configuração alternativa com 185 TR de capacidade, a especificação do trocador de calor de recuperação de calor é apresentada na [Tabela 18](#), considerando o ponto de menor temperatura de saída dos gases. O dimensionamento do trocador de calor de recuperação da configuração alternativa é realizado tendo como base a especificação apresentada na [Tabela 18](#), com os resultados apresentados na [Tabela 17](#). No entanto, foi necessário reduzir a vazão de gases de exaustão no trocador para 25% do vazão original, configurando a necessidade de um desvio no sistema de exaustão de gases.

Tabela 18 – Especificação para o trocador de calor de recuperação (TCR) para a configuração alternativa.

Parâmetros	Especificação
Tipo	Aleta continua e tubos circulares
Fluido quente	Gases de exaustão do motor (casco)
Fluido frio	Água quente para o <i>chiller</i> (tubo)
Composição dos gases	72,81% N ₂ , 4,87% CO ₂ , 11,35% H ₂ O, 10,1% O ₂ , 0,87% Ar
Temp. de entrada do fluido quente (°C)	390
Pressão do fluido quente (atm)	1
Vazão do fluido quente (kg/s)	16,6
Temp. de entrada do fluido frio (°C)	88
Temp. de saída do fluido frio (°C)	98 (após junção do bypass)
Pressão do fluido frio (kPa)	350
Vazão do fluido frio (kg/s)	22
Capacidade de troca térmica (kW)	929
Perda de carga máxima do fluido quente (mca)	0,1

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Tabela 19 – Dimensionamento do trocador de calor auxiliar do radiador (TCA) para a configuração original.

Parâmetros	Valores
Comprimento do trocador, lado gases (m)	0,95
Largura do trocador, comprimento dos tubos (m)	1
Altura do trocador (m)	0,8
Número de tubos	472
Perda de carga nos gases (mca)	0,0949
Vazão mássica dos gases (kg/s)	4,157

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Comparando os dois trocadores de calor de recuperação, nota-se que a configuração alternativa necessita de um trocador com menor volume total, menor transferência de calor e menor número de tubos, representando assim um menor custo de aquisição em relação ao trocador de calor da configuração original.

4.3 Viabilidade Econômica do Sistema Térmico Experimental

Nesta subseção, uma análise econômica de cada configuração é feita, de modo a comparar economicamente os investimentos a serem realizados para a instalação de cada uma. Portanto, deve-se definir os benefícios de cada configuração, pois as diferenças de estrutura e funcionalidade resultam em efeitos diferentes tanto no motor quanto no radiador, e os gastos para o investimento inicial, em reais, e para a operação do sistema térmico, em kW.

Então, três índices são utilizados para a análise dos investimentos: o *Payback* descontado, o Valor Presente Líquido (VPL) e a Taxa Interna de Retorno (TIR).

Dentre os benefícios obtidos pelo sistema térmico experimental, os mais evidentes são o aumento da potência elétrica produzida pela unidade geradora, graças à redução da umidade absoluta e da temperatura do ar, e a redução do consumo de energia elétrica pelos motores dos ventiladores do radiador.

A potência de eixo produzida pelo motor aumenta de aproximadamente 8,7 MW para 10,2 MW, sendo transformada em energia elétrica no gerador. Portanto, deve-se determinar sua eficiência, dada pela equação (3.1), baseada na curva de eficiência mostrada na Figura 7, do manual de fabricante do gerador DIG 167g/10. Com isso, a potência elétrica produzida pelo motor aumenta de aproximadamente 8.534 kW para 10.015 kW, cerca de 17,35%.

Já a redução da potência elétrica demandada pelos motores dos ventiladores do radiador dependerá tanto da temperatura ambiente quanto da configuração utilizada. Para cada condição ambiente, é necessário que os ventiladores operem a uma determinada rotação para resfriar a água do motor, demandando uma certa quantidade de potência elétrica. Para a unidade geradora sem o sistema térmico instalado, operando a 20 bar de BMEP, o radiador é responsável por todo o dissipamento do calor contido na água do sistema de resfriamento do motor. No entanto, com a instalação do sistema térmico, o motor pode operar a 23,45 bar de BMEP, aumentando o calor rejeitado para o sistema de resfriamento. Em contrapartida, o trocador de calor auxiliar ao radiador proverá o resfriamento necessário para que a rotação dos ventiladores do radiador seja menor do que no caso do motor original a 20 bar de BMEP. Portanto, o sistema térmico será responsável pela economia de uma certa quantidade de energia elétrica pela redução das rotações dos ventiladores do radiador, sendo essa redução dependente da condição ambiente momentânea.

Na configuração original, a água gelada produzida é enviada prioritariamente para a serpentina de resfriamento e desumidificação, até que a temperatura de bulbo úmido na saída seja 12,5°C, sendo o restante da água enviada para o trocador de calor auxiliar ao radiador. Logo, por ter uma capacidade de produção de água gelada de 550 TR, em dias secos com pouca demanda de água gelada na SRD, o TCA será capaz de realizar grande parte do resfriamento que seria feito pelo radiador. Em compensação, na configuração alternativa do sistema térmico, o resfriamento no TCA ocorre por meio da água proveniente da torre de resfriamento. Além da temperatura da água ser fortemente influenciada pela temperatura ambiente, a quantidade de água disponível para o TCA dependerá da demanda de água de resfriamento do *chiller* por absorção. Logo, o resfriamento promovido no TCA será diferente para cada configuração, sendo necessária uma análise separada para cada um.

Para determinar a energia elétrica economizada pela redução das rotações dos ventiladores do radiador, em kWh, um histórico de dados ambientes de 24 meses é utilizado, de

fevereiro de 2018 até janeiro de 2020, possibilitando o cálculo da economia média por hora. A utilização de dois anos completos ao invés de utilizar 26 meses disponíveis no histórico foi definida de modo a impedir que a adição dos dois meses restantes (fevereiro e março, portanto com maior temperatura ambiente) alterem a média pra um valor que não represente o período anual.

Com isso, para se determinar a energia elétrica economizada em cada hora do histórico analisado, são utilizadas as modelagens do motor e do sistema de resfriamento em conjunto com as modelagens para operação *off-design* do *chiller*, da torre e do CAC, todas apresentadas na seção 3. Para operação *off-design* da torre de resfriamento, considera-se que o NTU para todas as condições ambientes deve ser mantido constante e igual ao NTU de projeto, obtendo assim a temperatura da água que será utilizada no TCA.

Além disso, a baixa temperatura de água requerida na entrada do CAC (26,09°C), para que o ar no coletor fique 2°C acima da temperatura de orvalho, só pode ser atendida pelo TCA que utiliza água gelada para o resfriamento, impossibilitando que o motor opere nestas condições caso o resfriamento seja feito com água da torre. Logo, para a configuração alternativa, o ar de combustão após o turbocompressor do motor é considerado a 8°C acima da temperatura de orvalho, reduzindo a eficiência do mesmo e aumentando o consumo de gás natural. Para operar nestas condições, é requerido que a água entre no CAC a 33,51°C, o que pode ser atendido pela torre de resfriamento em praticamente todas as condições ambientes.

Adotando uma eficiência de 84% para o motor elétrico dos ventiladores do radiador, baseada em (WÄRTSILÄ, 2009), os benefícios de cada configuração são apresentados na Tabela 20. A economia de energia média no radiador é calculado pela soma da energia economizada ao longo de 24 meses do histórico, representando dois anos de operação. Após a definição da economia total de energia no radiador, o resultado é dividido pelo número de horas em dois anos. Já a energia elétrica adicional produzida pelo gerador (que faz parte do conjunto UG, juntamente com o MCI), é obtido pelo aumento da energia mecânica produzida no motor (de 8,7 MW a 10,2 MW), levando em consideração a eficiência do gerador.

Tabela 20 – Benefícios médios por hora de cada configuração do sistema térmico experimental.

Parâmetros	Original	Alternativa
Economia de energia média no radiador (kWh)	37,61	46,64
Energia elétrica adicional produzida pelo gerador (kWh)	1481	1481
Total (kWh)	1518,61	1527,64

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Dentre os gastos do sistema térmico, tem-se o consumo de energia elétrica das bombas do sistema de água de resfriamento, água quente e água gelada, o consumo de energia elétrica

do ventilador da torre de resfriamento e o consumo de gás natural adicional no motor.

As bombas foram especificadas com um diferencial de pressão de 300 kPa em todos os circuitos, sendo a vazão dependente do circuito e da configuração. Os valores de perda de carga e demanda de potência elétrica, considerando que a bomba tenha uma eficiência de 80% e seu motor elétrico tenha eficiência de 90%, são apresentados na [Tabela 21](#) para a configuração original e na [Tabela 22](#) para a alternativa. A potência elétrica de cada bomba é definida pela [equação \(4.6\)](#), na qual Q é a vazão volumétrica (m^3/h), ρ é a densidade da água, g é a gravidade (m/s^2), H é a altura manométrica (m), η_{elet} é a eficiência do motor elétrico e η_{bomba} é a eficiência da bomba.

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{Q\rho gH}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \eta_{elet} \cdot \eta_{bomba}} \quad (4.6)$$

Tabela 21 – Perda de carga, vazão e potência estimada das bombas de cada circuito do sistema térmico experimental com configuração original.

	Água quente	Água gelada	Água de resfriamento
Pressão, sucção/descarga (kPa)	50/350	50/350	0/300
Vazão de água (kg/s)	64	81,56	201,1
Potência estimada (kW)	27	34	83

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Tabela 22 – Perda de carga, vazão e potência estimada das bombas de cada circuito do sistema térmico experimental com configuração alternativa.

	Água quente	Água gelada	Água de resfriamento
Pressão, sucção/descarga (kPa)	50/350	50/350	0/300
Vazão de água (kg/s)	22	28	146
Potência estimada (kW)	10	12	60

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A demanda de potência elétrica no ventilador da torre de resfriamento é definido pelo modelo selecionado, de acordo com o catálogo ([CARAVELA THERMOTANK GROUP, 2021](#)), no qual para a configuração original tem-se uma demanda de 29,6 kW e para a configuração alternativa 18,5 kW. Além disso, o *chiller* por absorção possui uma demanda elétrica de 8,8 kW para a configuração original e de 7,7 kW para a configuração alternativa.

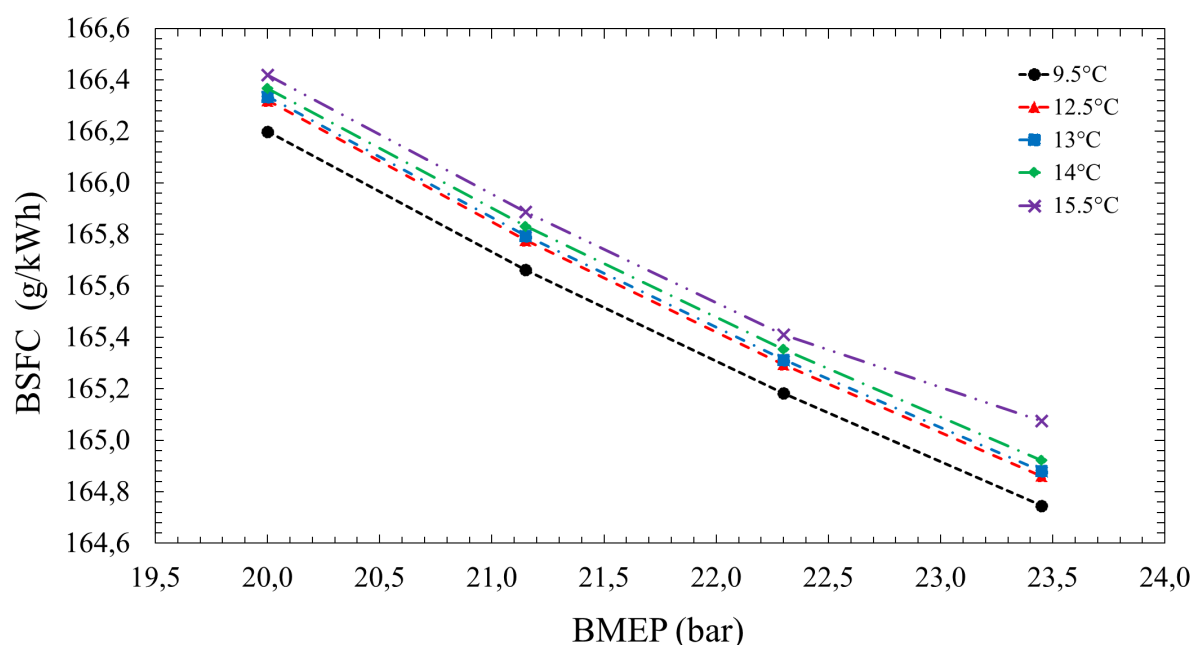
Outro gasto adicional com a instalação do sistema térmico é o aumento do consumo de combustível no motor de combustão interna. Apesar da diminuição do consumo específico de combustível (BSFC) com a redução da temperatura de bulbo úmido na entrada do motor de combustão interna, conforme mostrado pela [Figura 47](#), o aumento da potência produzida resulta em maior consumo total de combustível. Além disso, o efeito da diferença de temperatura do ar de combustão após o turbocompressor em relação a temperatura

de orvalho é mostrado na [Figura 48](#), logo o motor na configuração alternativa consumirá mais combustível do que na configuração original.

Logo, o consumo específico da configuração original é considerado como aproximadamente 164,66 g/kWh, enquanto a configuração alternativa tem um consumo específico de 164,86 g/kWh, comparado ao consumo específico do motor sem o sistema térmico de 166,31 g/kWh.

O custo do combustível foi calculado baseado no consumo mensal de gás natural da UTE LORM e das tarifas de gás natural ([BR DISTRIBUIDORA, 2020](#)), conforme apresentado na [Tabela 23](#).

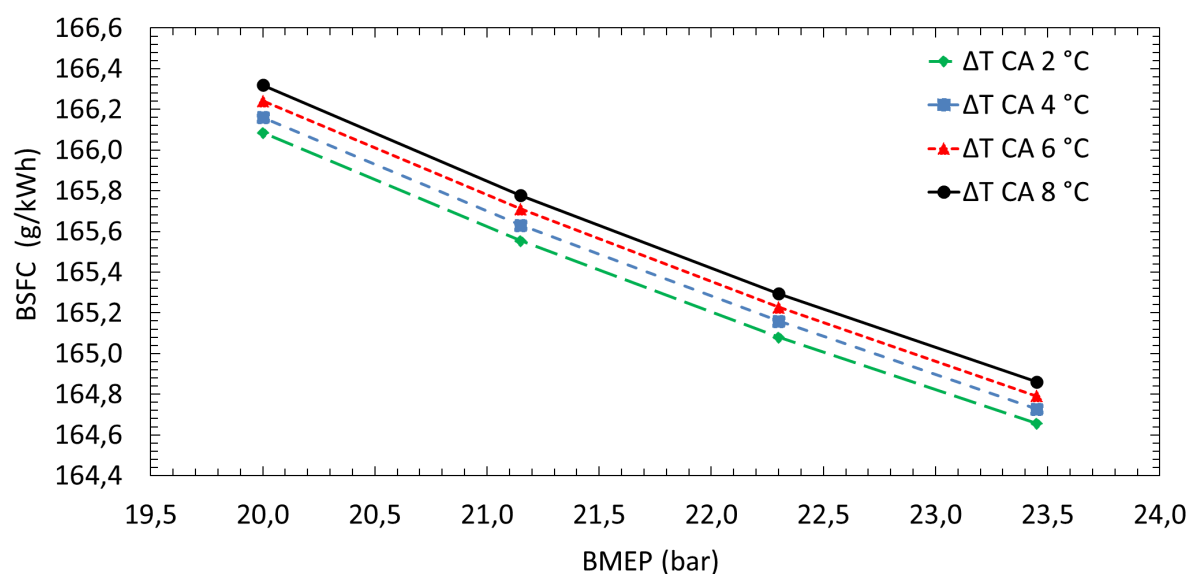
Figura 47 – Consumo específico de combustível em função da temperatura do ar de admissão do motor e do BMEP.



Fonte: [Campbell et al. \(2020\)](#)

De acordo com a [equação \(3.4\)](#), um motor consome aproximadamente 0,483 kg/s de gás natural. Considerando as condições normais de temperatura e pressão (CNTP) de 20°C e 1 atm, o consumo volumétrico normalizado de gás natural de um motor é de 1.627.487 Nm^3 . No entanto, como a compra do gás natural é feita para a usina toda, que contém 24 unidades geradoras, resultando em um consumo total de 30.046.464 Nm^3 . Considerando um custo específico de 0,03767 $R\$/Nm^3$, ou com uma densidade de 0,766 kg/m^3 , o custo de 0,0492 $R\$/kg$. Os valores tabelados em [BR DISTRIBUIDORA \(2020\)](#) já incluem os tributos ICMS (17%), PIS (1,65%) e COFINS (7,60%).

Figura 48 – Consumo específico de combustível em função da diferença de temperatura do ar no coletor com a temperatura de orvalho e do BMEP



Fonte: Campbell et al. (2020)

Tabela 23 – Tarifas do gás natural da BR Distribuidora para o setor termelétrico.

Classe	Volume mensal (m^3)	Parcela de reserva de capacidade (R\$/mês)	Parcela de uso de capacidade (R\$/ m^3)
1	0 a 15.000,00	4.010,55	0,22461
2	15.000,01 a 45.000,00	4.403,51	0,19848
3	45.000,01 a 300.000,00	6.577,57	0,15009
4	300.000,01 a 900.000,00	12.883,34	0,12910
5	900.000,01 a 3.000.000,00	36.741,66	0,10251
6	3.000.000,01 a 9.000.000,00	106.857,83	0,07918
7	9.000.000,01 a 15.000.000,00	166.311,23	0,06076
8	15.000.000,01 a 30.000.000,00	180.101,66	0,05038
9	30.000.000,01 a 60.000.000,00	198.582,25	0,03767
10	Acima de 60.000.000,00	283.688,94	0,02636

Fonte: BR DISTRIBUIDORA (2020)

Por fim, os custos totais de investimento (CTI) inicial foram obtidos por meio de propostas comerciais feitas pela mesma empresa, para cada configuração, com configurações equivalentes ao dimensionamento dos equipamentos apresentados neste trabalho. O investimento inicial para o sistema térmico original é de R\$ 4.059.300,00, enquanto para o sistema térmico alternativo é de R\$ 2.530.000,00, mais barato principalmente devido ao *chiller* por absorção, um equipamento importante de alto valor.

Os parâmetros utilizados para a análise econômica dos investimentos são apresentados na [Tabela 24](#).

Tabela 24 – Parâmetros utilizados para a análise de viabilidade econômica.

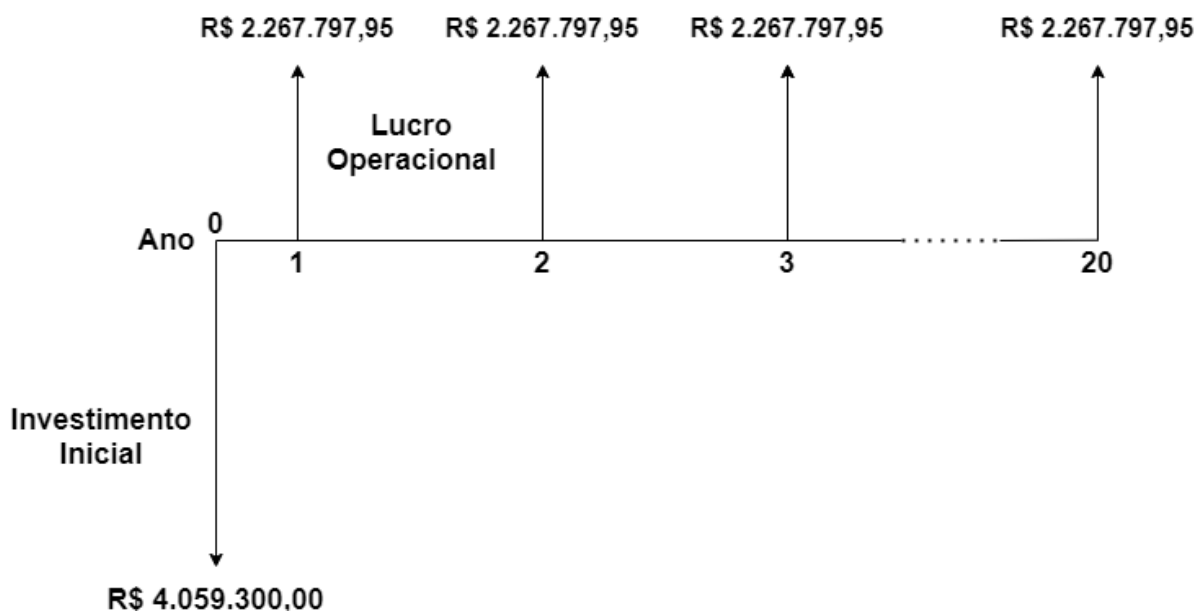
Parâmetros	Valor
Taxa de atratividade mínima (% a.a.)	15
Vida útil (anos)	20
Custo variável unitário - CVU (R\$/MWh)	210
Custo específico do gás natural (R\$/kg)	0,0492

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

A taxa mínima de atratividade (TMA) requerida pela empresa Linhares Geração S.A. (LGSA), responsável pela UTE LORM, é de 15% ao ano. O tempo de operação da unidade geradora, de 8.409,6 horas por ano, é baseada em um valor representativo de que a usina está em operação em 96% do ano. A vida útil estimada dos equipamentos do sistema térmico foi estimada em 20 anos. A taxa de câmbio considerada nos cálculos é de 5,30 R\$/\$, aferida em 18 de janeiro de 2021. O custo variável unitário da venda de energia elétrica (CVU) é baseado no valor típico de venda recebido pela usina no ano de 2019.

Com todos os parâmetros necessários definidos para a realização da análise, o fluxo de caixa, representado graficamente na [Figura 49](#), é mostrado na [Tabela 25](#) para a configuração original e na [Tabela 26](#) para a configuração alternativa, representada na [Figura 50](#).

Figura 49 – Representação gráfica do fluxo de caixa do sistema térmico original.



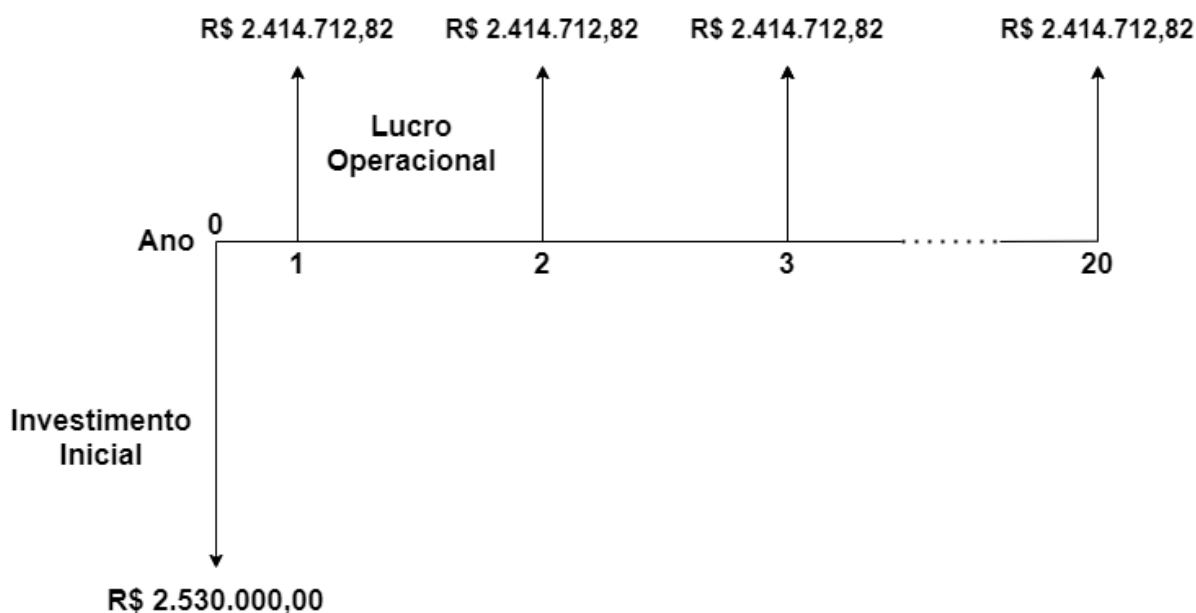
Fonte: Produzido pelo próprio autor (2021).

Tabela 25 – Fluxo de caixa do sistema térmico original.

Ano	Lucro Operacional	Valor Presente do Lucro	Lucro Acumulado
0	-4.059.300,00	-4.059.300,00	-4.059.300,00
1	2.267.797,95	1.971.998,22	-2.087.301,78
2	2.267.797,95	1.714.781,06	-372.520,72
3	2.267.797,95	1.491.113,96	1.118.593,24
4	2.267.797,95	1.296.620,84	2.415.214,08
5	2.267.797,95	1.127.496,38	3.542.710,46
6	2.267.797,95	980.431,64	4.523.142,09
7	2.267.797,95	852.549,25	5.375.691,34
8	2.267.797,95	741.347,17	6.117.038,52
9	2.267.797,95	644.649,72	6.761.688,23
10	2.267.797,95	560.564,97	7.322.253,20
11	2.267.797,95	487.447,80	7.809.701,00
12	2.267.797,95	423.867,65	8.233.568,65
13	2.267.797,95	368.580,57	8.602.149,22
14	2.267.797,95	320.504,84	8.922.654,06
15	2.267.797,95	278.699,86	9.201.353,92
16	2.267.797,95	242.347,71	9.443.701,63
17	2.267.797,95	210.737,14	9.654.438,76
18	2.267.797,95	183.249,68	9.837.688,45
19	2.267.797,95	159.347,55	9.997.036,00
20	2.267.797,95	138.563,09	10.135.599,08

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Figura 50 – Representação gráfica do fluxo de caixa do sistema térmico alternativo.



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2021).

Tabela 26 – Fluxo de caixa do sistema térmico alternativo.

Ano	Lucro Operacional	Valor Presente do Lucro	Lucro Acumulado
0	-2.530.000,00	-2.530.000,00	-2.530.000,00
1	2.414.712,82	2.099.750,28	-430.249,72
2	2.414.712,82	1.825.869,81	1.395.620,09
3	2.414.712,82	1.587.712,88	2.983.332,96
4	2.414.712,82	1.380.619,89	4.363.952,86
5	2.414.712,82	1.200.539,04	5.564.491,89
6	2.414.712,82	1.043.946,99	6.608.438,88
7	2.414.712,82	907.779,99	7.516.218,87
8	2.414.712,82	789.373,90	8.305.592,78
9	2.414.712,82	686.412,09	8.992.004,87
10	2.414.712,82	596.880,08	9.588.884,95
11	2.414.712,82	519.026,16	10.107.911,10
12	2.414.712,82	451.327,09	10.559.238,19
13	2.414.712,82	392.458,34	10.951.696,53
14	2.414.712,82	341.268,12	11.292.964,66
15	2.414.712,82	296.754,89	11.589.719,55
16	2.414.712,82	258.047,73	11.847.767,28
17	2.414.712,82	224.389,33	12.072.156,61
18	2.414.712,82	195.121,16	12.267.277,76
19	2.414.712,82	169.670,57	12.436.948,33
20	2.414.712,82	147.539,63	12.584.487,96

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Os quatro indicadores de viabilidade econômica (VPL, *Payback* Simples, *Payback* Descontado e TIR), para cada investimento, estão apresentados na [Tabela 27](#).

O Valor Presente Líquido de um investimento é um instrumento que traz para a data inicial todos os fluxos de caixa, tanto de entrada quanto de saída, representando assim se o investimento trará lucro ($VPL > 0$) ou prejuízo ($VPL < 0$). O VPL da configuração original e da configuração alternativa, R\$10.135.599,08 e R\$12.584.487,96 respectivamente, ambos são maiores que zero, representando assim que ambas as configurações são opções viáveis de investimento quanto ao lucro obtido, com uma diferença de aproximadamente 24,16%.

Tabela 27 – Indicadores de viabilidade econômica das duas configurações do sistema térmico.

Indicador	Config. Original	Config. Alternativa
<i>Payback</i> Simples (anos)	1,79	1,05
<i>Payback</i> Descontado (anos)	2,25	1,24
Valor Presente Líquido (R\$)	10.135.599,08	12.584.487,96
Taxa Interna de Retorno (%a.a.)	55,86	95,44

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Devido principalmente ao aumento de potência elétrica produzida pelo motor, ambas configurações de sistema térmico possuem *paybacks* pequenos, tanto simples quanto descontados. Considerando que a vida útil do sistema térmico seria de aproximadamente 20 anos, nota-se que um *payback* descontado de 2,25 e 1,24 anos representa um rápido retorno de investimento, trazendo lucro líquido para a empresa poucos anos após a instalação do sistema térmico.

Adicionalmente, os valores calculados para a Taxa Interna de Retorno (TIR), de 55,86% e 95,44%, também demonstram a atratividade do investimento, sendo consideravelmente maior do que a taxa mínima de atratividade 15% determinado pela empresa.

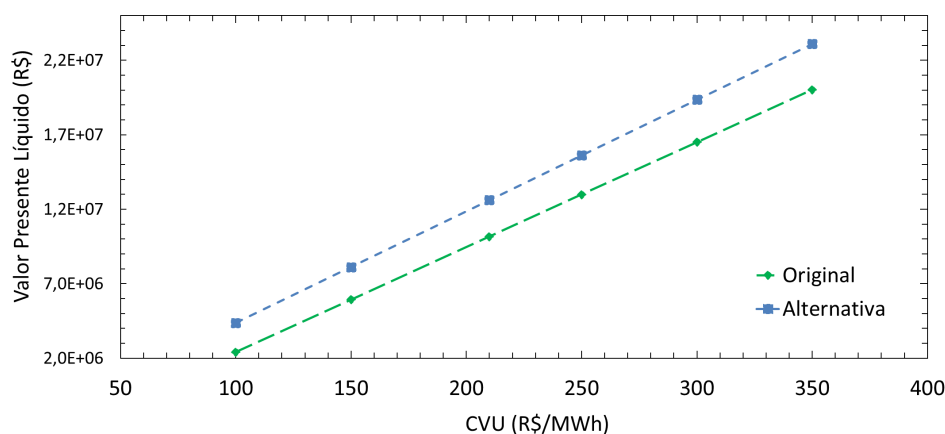
Além disso, como o valor do custo de investimento inicial de cada configuração pode variar, é importante definir o investimento inicial máximo para que o sistema térmico ainda seja uma opção economicamente viável, ou seja, o custo máximo de investimento para o qual o VPL seria positivo. Considerando os mesmos parâmetros utilizados na análise econômica realizada, a configuração original seria viável com um investimento total de R\$ 14.194.899,08 e a configuração alternativa seria viável mesmo com um investimento de R\$ 15.114.487,96.

Nota-se também que, a respeito do lucro bruto mensal, a configuração alternativa apresenta um maior lucro por mês do que a configuração original, mesmo com um investimento inicial menor. Isso decorre, principalmente, do dimensionamento diferentes no TCA e no *chiller*. A diferença de capacidade do *chiller*, quanto ao condicionamento de ar do motor, não traz variações de benefícios significantes entre as configurações. Além disso, quanto ao TCA, o aumento do consumo específico de gás natural do motor, consequência da maior temperatura de bulbo seco no ar no coletor do motor, não é uma desvantagem grande o suficiente para compensar a maior rotação dos ventiladores do radiador e o maior consumo total de energia elétrica do sistema térmico que utiliza água gelada no TCA.

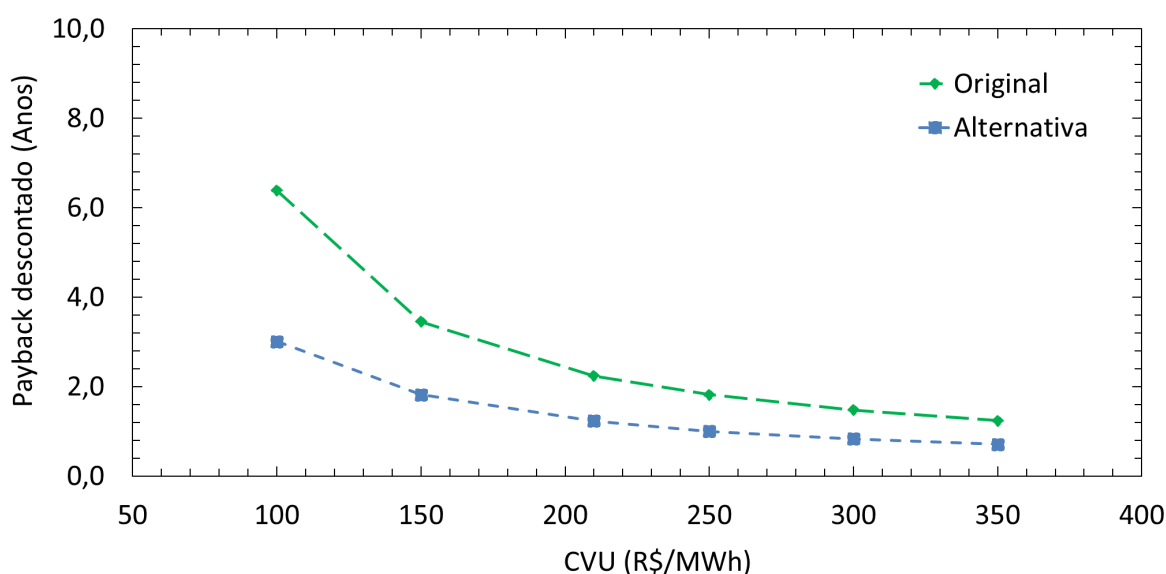
No entanto, todos os indicadores de viabilidade econômicas foram baseados em um custo variável unitário de 210 R\$/MWh, sendo que nos últimos 5 anos o CVU da energia elétrica vendida pela UTE LORM variou entre 150 R\$/MWh e 350 R\$/MWh. Logo, é necessário um estudo de sensibilidade destes indicadores ao CVU, mantendo todos os outros parâmetros utilizados para a análise constante.

A sensibilidade ao CVU, considerando ainda 100 R\$/MWh, valor menor do que o pior do histórico da usina, do Valor Presente Líquido, do *Payback* Descontado, da Taxa Interna de Retorno e do Custo Total de Investimento são apresentados na [Figura 51](#), na [Figura 52](#), na [Figura 53](#) e na [Figura 54](#), respectivamente.

Figura 51 – Sensibilidade do Valor Presente Líquido em função do CVU



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

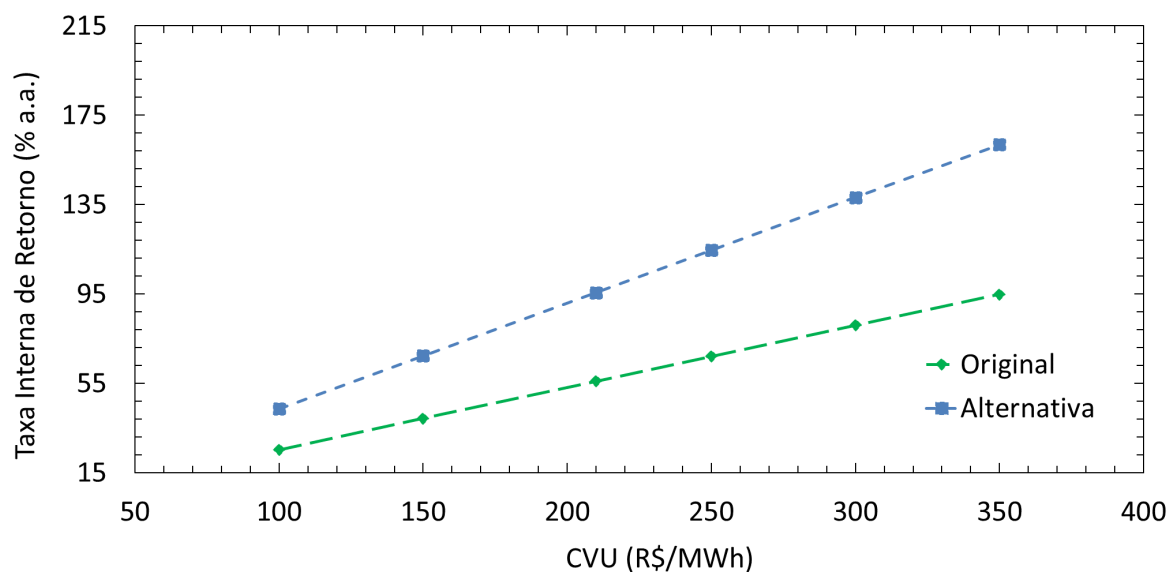
Figura 52 – Sensibilidade do *Payback* Descontado em função do CVU

Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Pela [Figura 51](#), nota-se que ambos investimentos são viáveis considerando o histórico de CVU da UTE LORM, já que os valores calculados são sempre positivos, mesmo para o menor CVU de 100 R\$/MWh, variando de R\$2.412.792,75 a R\$23.101.339,23.

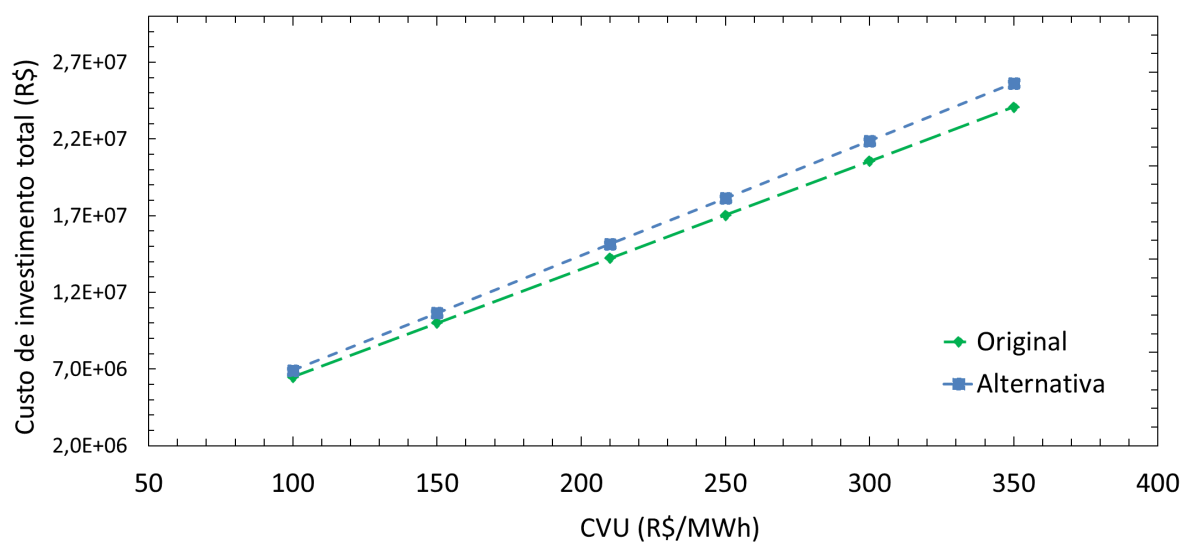
O estudo de sensibilidade do *payback* descontado, apresentado na [Figura 52](#), mostra que o investimento na configuração original possui um retorno de 1,24 e 6,38 anos, enquanto a configuração alternativa daria retorno entre 0,71 a 3 anos, mostrando novamente que ambas configurações são viáveis para esta faixa de CVU.

Figura 53 – Sensibilidade do Taxa Interna de Retorno em função do CVU



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Figura 54 – Sensibilidade do Custo Total de Investimento em função do CVU



Fonte: Produzido pelo próprio autor (2020).

Por fim, o estudo de sensibilidade da taxa interna de retorno, mostrado na [Figura 53](#), comprovam que mesmo para o CVU de 100 R\$/MWh, o TIR do investimento da configuração original seria aproximadamente 10 pontos percentuais acima da taxa de atratividade mínima, enquanto o investimento da outra configuração possuiria um TIR de 43,62%.

Entretanto, além do CVU, que pode variar ao longo do tempo, outro fator que será definido após a implantação do sistema é o custo total de investimento. Logo, como variações

do CVU influenciam diretamente o lucro e também que possíveis aumentos no custo do investimento podem ocorrer durante a instalação do sistema, é necessário uma análise do custo total de investimento máximo para ambas as configurações em função do CVU, de modo a determinar a viabilidade do projeto no caso de alterações da proposta comercial. Este custo de investimento máximo é definido como o custo de aquisição para o qual o VPL do investimento é zero, para cada CVU. Para isso, um estudo de sensibilidade deste parâmetro ao CVU é apresentado na [Figura 54](#).

Nota-se que, no pior dos casos, considerando um CVU de 100 R\$/MWh, o sistema térmico com a configuração original só seria viável se seu custo fosse menor do que R\$ 6.457.933,00, valor no qual o VPL é zero. Comparando este valor à proposta comercial de R\$4.059.300,00, na qual aproximadamente um quarto do custo refere-se a equipamentos importados, somente variações bruscas no câmbio inviabilizariam o projeto. Além disso, no caso em que o valor unitário volte a ser igual ao maior do histórico, temos que o custo total de investimento pode ser até R\$ 24.041.946,82, muito acima das propostas comerciais, logo a configuração original ainda seria válida.

Comparando os indicadores econômicos dos investimentos de ambas as configurações, nota-se que em todas as análises, a configuração alternativa é indicada como uma melhor opção de investimento do que a configuração original. Além disso, a análise econômica mostra que a busca por uma outra configuração, com menor custo de investimento do que a original, porém que ainda fosse viável, tanto economicamente quanto termodinamicamente, foi bem sucedida.

De modo mais simples, é possível aferir que a configuração alternativa possui uma proposta comercial com menor valor monetário, e pela lógica imposta a ambos sistemas térmicos, traria maior potência líquida e lucro bruto à usina. Logicamente, isso faria com que o retorno econômico desta configuração fosse melhor do que a original.

No entanto, vale ressaltar que, por fazer o motor operar a uma temperatura de ar de admissão mais alta ($\Delta T_{CAC} = 8^{\circ}\text{C}$), o motor acoplado a configuração alternativa trabalharia mais próximo dos seus limites estruturais e operacionais do que com a configuração alternativa. Apesar das simulações no *software* GT-Power ([CAMPBELL et al., 2020](#)) mostrarem que não seria necessário *derating* para esta condição, existe a possibilidade que o motor real não opere a 10 MW devido a suas limitações caso a diferença de temperatura do ar no CAC seja 8°C em relação à temperatura de orvalho, sendo necessário reduzir a potência produzida e, conseqüentemente, o ganho do sistema térmico. Além disso, a probabilidade de ocorrer problemas no motor aumenta com a configuração alternativa, que o faz operar mais próximo do limite estrutural.

Finalmente, pode-se concluir que a configuração alternativa, em termos econômicos, é a melhor opção de investimento para a empresa, entretanto, a configuração original consegue operar em uma maior faixa de temperaturas ambiente, além de promover o resfriamento

do ar de combustão do motor a menores valores, fazendo com que a unidade geradora não opere tão próxima de seus limites estruturais. Portanto, considerando que a prioridade é a desumidificação e resfriamento do ar de admissão, a configuração alternativa é mais vantajosa do que a configuração original.

5 Considerações Finais

Esta dissertação analisa duas configurações de um sistema térmico para condicionamento de ar de admissão de um motor de combustão interna, recuperando calor dos gases de exaustão do motor. Sistemas com esta finalidade não estão disponíveis comercialmente, sendo necessário a aquisição de cada componente do mesmo separadamente. Além disso, diversas estruturas são possíveis para este sistema, variando a fonte e o modo de recuperação de calor residual do motor. Portanto, foi feita uma análise para definir duas configurações de sistema térmico que seriam mais vantajosas. Além disso, é determinar a capacidade de produção de água gelada para o *chiller* por absorção, assim como realizar o dimensionamento dos demais componentes do sistema: torre de resfriamento, trocador de calor auxiliar, trocador de calor de recuperação e serpentina de resfriamento e desumidificação. Por fim, uma análise de viabilidade econômica determina qual a melhor configuração dentre as duas estudadas.

Diante desta conjuntura, o objetivo principal desta dissertação é trabalho é analisar, dimensionar e comparar duas configurações deste sistema térmico de modo a determinar qual seria a mais vantajosa. Com o desenvolvimento das modelagens físicas e econômicas no *software* Python, os objetivos principal e secundários dessa tese foram cumpridos, definindo a não só qual é configuração mais vantajosa para o sistema térmico, mas também quais são as vantagens e desvantagens de cada configuração.

Um dos objetivos específicos da dissertação era determinar as vantagens e desvantagens das diferentes configurações do sistema térmico experimental, composto principalmente por um *chiller* por absorção e uma serpentina de resfriamento e desumidificação. As configurações se diferenciam principalmente pelo fluxo de calor rejeitado pelo motor que será utilizado para acionar o *chiller* por absorção e por como o sistema térmico auxiliará o resfriamento da água de resfriamento do motor, no TCA após o radiador. Por questões de simplicidade de estrutura, menor intrusão no sistema de resfriamento do motor e possibilidade de utilizar qualquer modelo de *chiller* a água quente, as configurações com *chiller* por absorção alimentado por água quente produzida em um trocador de calor de recuperação implantado no sistema de exaustão do motor foram escolhidas como objetos de estudo, sendo que a configuração original utiliza água gelada para auxiliar o radiador, enquanto a alternativa utiliza água da torre de resfriamento.

Com as configurações definidas, um estudo de demanda de água gelada do sistema térmico experimental utilizando um histórico de 26 meses foi realizado, para dimensionar a capacidade de produção de água gelada do *chiller* de cada configuração. Primeiramente, considerou-se que a demanda de água da serpentina de ambas as configurações são a

mesma, pois a condição do ar na saída da SRD é definida como saturado a 12,5°C para as duas alternativas. A condição ambiente com temperatura de 31,1°C e 78% de umidade relativa representou o pico de demanda de água gelada na serpentina, necessitando de aproximadamente 240 TR de água gelada para resfriar e desumidificar o ar até a condição desejada. No entanto, apesar deste pico, um *chiller* com capacidade de produzir 185 TR de água gelada seria capaz de atender 99% das horas no histórico em questão. Portanto, para a configuração original, a condição de pico seria atendida, pois o *chiller* deste sistema térmico é maior do que a demanda, pois também produz água gelada para o trocador de calor auxiliar ao radiador (TCA), enquanto para a configuração alternativa, a capacidade do *chiller* é definida como 185 TR. A demanda de água gelada do TCA é a quantidade de água necessária para que a água de resfriamento do motor possa ser resfriada até 4°C abaixo da temperatura de orvalho no coletor de ar. Para a demanda de água gelada do TCA e, conseqüentemente, para a demanda total, a condição ambiente crítica foi a maior temperatura de bulbo seco de todo o histórico, com uma temperatura de bulbo seco de 36,6°C e 38% de umidade relativa, com demandas de 433 TR e 610 TR, respectivamente. No entanto, um *chiller* com capacidade de 550 TR foi definido como a ideal para a configuração original, pois seria capaz de atender as demandas totais em 99,52% das condições do histórico e capacidades maiores não seriam ideais devido às limitações no custo total de investimento do projeto.

Após definir as capacidades do *chiller* os principais equipamentos dos sistemas térmicos em análise foram especificados e dimensionados: a serpentina de resfriamento e desumidificação, o trocador de calor auxiliar ao radiador, o trocador de calor de recuperação e a torre de resfriamento. Além disso, modelagens *off-design* para o *chiller* por absorção, *Charge Air Cooler* e torre de resfriamento foram apresentadas. Com exceção do trocador de calor auxiliar ao radiador, todos os equipamentos da configuração original são maiores do que os da configuração alternativa, por consequência, o investimento necessário para a primeira opção seja maior do que para a última. O dimensionamento do TCA resultou em um equipamento maior para a configuração alternativa devido à maior temperatura do fluxo responsável pelo resfriamento e, conseqüentemente, menor diferença de temperatura entre os fluxos, resultando em uma maior área de troca térmica necessária.

A especificação apresentada na seção 5 foi utilizada para obter propostas comerciais de cada sistema térmico em análise. A viabilidade econômica de ambas configurações foi determinada, tendo como base propostas comerciais reais dos sistemas térmicos, realizando uma comparação dos principais fatores econômicos para comparar os investimentos: o *Payback* descontado, o Valor Presente Líquido (VPL) e a Taxa Interna de Retorno (TIR). Dentre os benefícios do investimento, destacam-se o aumento da potência elétrica produzida pela unidade geradora e a economia de energia consumida pelos motores dos ventiladores do radiador. Já nos gastos, foram determinados o aumento do consumo de gás natural e o consumo de energia elétrica do sistema térmico. No total, a unidade geradora acoplada ao

sistema térmico produz aproximadamente 1.350 kW de potência elétrica líquida a mais do que uma unidade geradora isolada. A configuração original, com um investimento inicial de R\$4.059.300,00, apresentou um VPL de R\$10.135.599,08, um *payback* descontado de 2,25 anos e TIR de 55,86%. Já a configuração alternativa tem um investimento inicial de R\$2.530.000,00, apresentando um VPL de R\$12.584.487,96, um *payback* descontado de 1,24 anos e TIR de 95,44%.

Finalmente conclui-se que a configuração alternativa é a melhor opção financeira de investimento para a empresa, enquanto a configuração original apresenta um pior retorno econômico porém além de atender uma maior faixa de temperaturas ambientes, também evita que o motor opere tão próximo aos limites de segurança de pressão máxima no cilindro. Considerando que o principal objetivo do sistema é desumidificação e resfriamento do ar de admissão e que o motor opere a 10 MW sem falhas de segurança com ambas as configurações, a configuração alternativa é a mais vantajosa entre as estudadas, principalmente pela redução no custo de aquisição.

Este trabalho serviu para evidenciar o potencial termodinâmico e econômico da implementação de sistemas de recuperação de calor com a finalidade de condicionar o ar de admissão de MCI de grande porte em regiões quentes e úmidas. Ao invés de utilizar normas, como os trabalhos encontrados na literatura, para determinar os benefícios no desempenho do MCI de grande porte causados pelo condicionamento de ar de admissão, a dissertação utilizou simulações do motor em vários pontos operacionais. No estudo de caso, os efeitos do condicionamento de ar de admissão do motor pela serpentina, antes da compressão, permitiram o aumento de potência elétrica de uma unidade geradora de 8.500 kW para aproximadamente 9.850 kW de potência elétrica líquida (descontando os consumos de energia elétrica adicionados pelo sistema térmico). Nota-se que mesmo a configuração do sistema térmico com pior retorno econômico é uma boa opção de investimento neste estudo de caso, com um retorno em 2,24 anos, considerando-se a vida útil de aproximadamente 20 anos.

Além disso, a dissertação demonstrou o processo de dimensionamento, especificação e análise de propostas comerciais de sistemas térmicos de recuperação de calor residual para condicionamento do ar de admissão do motor. Pela impossibilidade de adquirir no mercado um conjunto contendo o sistema térmico completo, é necessário especificar e dimensionar separadamente cada equipamento do sistema térmico. Cada proposta comercial deve ser avaliada para se determinar se atende as condições de operação de cada equipamento, com o custo total do sistema térmico sendo um fator primordial para a viabilidade econômica.

A dissertação serve como base para futuras comparações com o desempenho real do motor quando o sistema térmico da configuração alternativa for instalado. Após os testes do motor para diversas condições, as correlações dos parâmetros de operação do motor provenientes do GT-Power e efeitos do condicionamento do ar calculados podem ser reavaliados e

corrigidos para melhor representar o comportamento do motor Wärtsilä 20V34SG.

Outra sugestão para trabalhos futuros seria simular o desempenho do motor utilizando todas as modelagens apresentadas na seção 3 em conjunto, para determinar com maior precisão os benefícios e desvantagens do sistema térmico. Neste trabalho, como mencionado anteriormente, as modelagens apresentadas para o dimensionamento dos trocadores não foram utilizadas para determinar a viabilidade econômica do investimento. No entanto, uma modelagem completa do sistema térmico acoplado ao motor foi desenvolvida, inicialmente com a finalidade de ser utilizada neste trabalho. Porém, as simulações do desempenho do motor utilizando a modelagem complet levando em conta um histórico de 12 meses iria requerer um grande esforço computacional, de aproximadamente 45 dias ininterruptos de simulações computacionais em um computador com 8GB de memória RAM e processador Intel(R) Core i7-7500U.

Além disso, configurações que utilizam um *chiller* por compressão acionados por uma das tecnologias de repotenciação, como Ciclo Rankine Orgânico, Ciclo Rankine Convencional e Ciclo Kalina, poderiam ser avaliadas como alternativas, para efeitos de comparação. Além do resfriamento e desumidificação do ar de admissão, estas tecnologias também possibilitam a produção de mais energia elétrica do que somente a necessária para acionar o *chiller* por compressão.

O conceito de superestrutura aplicado ao *chiller* por absorção permitiria determinar a melhor tecnologia para o *chiller* neste estudo de caso, definindo o acionamento, diretamente pela água de resfriamento do motor, pelos gases de exaustão ou por um circuito intermediário (vapor de água, óleo térmico ou água quente), além de estudar também se o *chiller* seria de duplo ou de simples efeito. Adicionalmente, a escolha entre utilizar água gelada ou água de resfriamento da torre no TCA também poderia ser definida utilizando uma superestrutura.

Análises da temperatura do ar saturado na saída da serpentina, fixada em 12,5°C, poderiam ser realizadas para determinar se o ponto escolhido é o mais vantajoso. Temperaturas maiores do ar saturado na saída da serpentina implicariam em menor demanda de água gelada na serpentina, maior umidade do ar de admissão e conseqüentemente menor demanda de água, gelada ou da torre, no TCA. Com isso o custo de investimento e os gastos do sistema diminuiriam, porém a potência máxima a ser desenvolvida reduziria e, conseqüentemente, o consumo específico de combustível aumentaria. De outra forma, resfriar o ar de admissão na serpentina para temperaturas mais baixas possibilitaria que o motor aumentasse a potência de eixo produzida, sendo limitado apenas por parâmetros físicos, como a capacidade do gerador. Portanto, seria necessário uma análise termodinâmica e econômica em função da temperatura do ar saturado na saída da serpentina. No entanto, levando em conta que a modelagem para o motor utilizada neste trabalho foi baseada em resultados de simulações do GT-Power, novas simulações devem ser feitas em função da

temperatura do ar de admissão do motor.

Referências

AGNEW, B.; TALBI, M.; MOSTAFAVI, M. Combined power and cooling, an analysis of the combined diesel-absorption cycle. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 19, n. 10, p. 1097–1105, 1999.

ASHRAE. **2012 ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment (SI edition)**. 1. ed. Estados Unidos: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2012.

BATTISTA, D. D. et al. Optimization of the engine intake air temperature through the air conditioning unit. In: **SAE Technical Paper**. SAE International, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/2018-01-0973>>.

BELL, I. H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014. Disponível em: <<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>>.

BOEHM, R. F. **Design Analysis of Thermal Systems**. 1. ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 1987.

BR DISTRIBUIDORA. **Tarifas do gás natural da BR Distribuidora**. 2020. Acesso: 15 dez. 2020. Disponível em: <<http://www.br.com.br/pc/produtos-e-servicos/gas-natural/tarifas>>.

BROAD. **Broad XII Non-Electric Chiller - Model Selection & Design Manual**. 1. ed. Changsha, China: Broad Air Conditioning, 2017.

CAMPBELL, I. et al. Performance Assessment of a Large Internal Combustion Engine Due to Inlet Air Cooling and Dehumidification: a Simulation Using GT-Power Software. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE CIÊNCIAS TÉRMICAS E ENGENHARIA, 18., 2020, Bento Gonçalves. **Proceedings [...]**. Bento Gonçalves: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências, 2020.

CARAVELA THERMOTANK GROUP. **Dados de engenharia/Especificações - Torres de resfriamento WTD**. São Paulo: Caravela Thermotank Group, 2021. Disponível em: <https://www.torre-caravela.com.br/equipamentos/torres-de-resfriamento>. Acesso em: 15 dez. 2020.

CASH, R. **A Quantitative Investigation of the Water Condensation Inside Tubes of Compact Charge Air Cooler**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Michigan Technological University, Houghton, Michigan, 2015.

CHEMICAL ENGINEERING. **Chemical Engineering Plant Cost Index - Economic indicators**. [S.l.]: Chemical Engineering, 2020. Disponível em: www.chemengonline.com/pci. Acesso em: 14 jan. 2021.

CHUN, A. **Otimização de uma Superestrutura de Chillers por Absorção para a Recuperação de Calor Residual em Motores de Combustão Interna**. Trabalho

de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, ES, 2017.

CHUN, A. et al. Dimensionamento da Capacidade Térmica de um Sistema Experimental de Recuperação de Calor Residual para o Condicionamento do Ar de Admissão de um Motor de Combustão Interna de Grande Porte. In: CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA, 14., 2019, Cartagena, Colombia. **Proceedings** [...]. Cartagena: Federación Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, 2019.

CIPOLLONE, R.; Di Battista, D.; VITTORINI, D. Experimental Assessment of Engine Charge Air Cooling by a Refrigeration Unit. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 126, p. 1067–1074, 2017.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional 2020: Ano Base 2019. Empresa de Pesquisa Energética - EPE, Rio de Janeiro, 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Sistemas Isolados**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética - EPE, 2021. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/sistemas-isolados>. Acesso em: 15 abr. 2021.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos, 5ª edição**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2001.

FUNDAÇÃO JOAQUIM NABUCO. **Situação dos Principais Reservatórios do Brasil**. [S.l.]: Joaquim Nabuco Foundation, 2019. Disponível em: <https://www.fundaj.gov.br/index.php/a-questao-energetica/11610-situacao-dos-principais-reservatorios-do-brasil-27-12-2019>. Acesso em: 23 jan. 2019.

GAVA, E.; RODRIGUES, L. **Modelagem e Simulação de um Sistema para Recuperação do Calor de um Motor Alternativo de Combustão Interna Visando o Condicionamento de Ar**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, ES, 2014.

GOULART, S.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. **Dados climáticos para projeto e avaliação energética de edificações para 14 cidades brasileiras**. 2. ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Núcleo de Pesquisa em Construção ..., 1998.

GUHR, C.; ZELLBECK, H. Turbocharging with Low Temperature Charge Air Cooling and EGR. **MTZ Worldwide**, Springer, v. 73, n. 10, p. 44–52, 2012.

INMET. **Dados climáticos da estação meteorológica automática Linhares-A614**. [S.l.]: Instituto Nacional de Meteorologia, 2020. Disponível em: <https://tempo.inmet.gov.br/TabelaEstacoes/A614>. Acesso em: 15 abr. 2020.

ISO CENTRAL SECRETARY. **Reciprocating internal combustion engines — Performance — Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods — Additional requirements for engines for general use**. Geneva, CH, 2002. Disponível em: <https://www.iso.org/standard/28330.html>.

ISO Central Secretary. **Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements**. Geneva, CH, 2016. Disponível em: <<https://www.iso.org/standard/70030.html>>.

KADUNIC, S. et al. Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through an exhaust heat driven cooling system. **MTZ Worldwide**, Springer, v. 75, n. 1, p. 58–65, 2014.

KAHANDAGAMAGE, G. **Analysis of the Effect of Charge Air Temperature and Humidity on the Combustion Process of Diesel Engines at Heladhanavi Power Plant, Puttalam, Sri Lanka**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — KTH School of Industrial Engineering and Management, Estocolmo, Suécia, 2015.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2012.

KAYS, W.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers**. 3. ed. India: Scientific International (Pvt.) Ltd, 2018.

LIFE'S GOOD. **LG HVAC Solution: Absorption Chiller**. [S.l.]: LG Corporation - Coréia do Sul, 2017.

MANSOUR, M. K.; HASSAB, M. Thermal Design of Cooling and Dehumidifying Coils. In: MITROVIC, J. (Ed.). **Heat Exchangers – Basics Design Applications**. [S.l.]: InTech Open, 2012. cap. 14.

MCCARTHY, T.; MADADNIA, J. Exhaust heat energy recovery through use of absorption cooling of internal combustion engine intake air. In: HEAT TRANSFER SUMMER CONFERENCE, 10., 2012, Porto Rico, Estados Unidos. **Proceedings [...]**. Porto Rico: American Society of Mechanical Engineers, 2012. v. 44779, p. 165–171.

MIOTTO, B. M. F. et al. Simulation of a whr system integrated with a large internal combustion engine for intake air conditioning using variable climate data and engine performance. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 33., 2020, Osaka, Japão. **Proceedings [...]**. Osaka: ECOS 2020 Organizing Committee, 2020.

MORAN, M. J. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7. ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 2010.

MORAWSKI, A. P. **Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por meio da Recuperação de Calor Residual**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, ES, 2016.

MORAWSKI, A. P. et al. Repotenciação da UTE Viana por Meio do Aproveitamento do Calor Rejeitado. In: CONGRESSO DE INOVAÇÃO TECNOLÓGICA EM ENERGIA ELÉTRICA, 9., 2017, João Pessoa, Paraíba. **Anais [...]**. João Pessoa: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2017.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine**. [S.l.], 1996.

- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine with Intercooling.** [S.l.], 1996.
- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Supercharged Engine.** [S.l.], 1996.
- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Supercharged Engine with Intercooling.** [S.l.], 1996.
- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine.** [S.l.], 1997.
- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine with Precooling.** [S.l.], 1997.
- MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic Analysis of Charge Air Cooling of Diesel Engine by an Exhaust Gases Operated Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine with Combined Pre and Inter Cooling.** [S.l.], 1997.
- NOVELLA, R. et al. Thermodynamic Analysis of an Absorption Refrigeration System Used to Cool Down the Intake Air in an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 111, p. 257–270, 2017.
- OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO. **Sobre o SIN - Sistemas Isolados.** São Paulo: Operador Nacional do Sistema Elétrico - ONS, 2021. Disponível em: <http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/sistemas-isolados>. Acesso em: 15 abr. 2021.
- PETRASSI, P. **Relatório do Ensaio de Desempenho - Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo.** [S.l.]: Linhares, Brazil; Technical Report, 2012.
- RYAN, W. Driving Absorption Chillers Using Heat Recovery. **ASHRAE Journal**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., v. 46, n. 9, p. S31, 2004.
- SALVIANO, L.; MODESTO, M. Simulation of the coupled between an absorption refrigeration system (h₂o-nh₃) and a turbo-charged diesel engine. In: BRAZILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, Natal, Brasil. **Proceedings** [...]. Natal: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2011. p. 24–28.
- SANTOIANNI, D. Power Plant Performance Under Extreme Ambient Conditions. **Wärtsilä Tech. J**, p. 22–27, 2015.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design.** New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- SPROUSE III, C.; DEPCIK, C. Review of Organic Rankine Cycles for Internal Combustion Engine Exhaust Waste Heat Recovery. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 51, n. 1-2, p. 711–722, 2013.

STOECKER, W. F. **Design of Thermal Systems**. 3. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1989.

TALBI, M.; AGNEW, B. Energy Recovery from Diesel Engine Exhaust Gases for Performance Enhancement and Air Conditioning. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 22, n. 6, p. 693–702, 2002.

TECHNOLOGIES, C. G. **Technical Data Sheet for AvK-Alternators DIG 167g/10**. Stamford: Cummins Generator Technologies, 2009.

VEDAVARZ, A.; KUMAR, S.; HUSSAIN, M. I. **HVAC: Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation**. 1. ed. Nova Iorque: Industrial Press Inc., 2007.

WANG, C.; CHI, K.; CHANG, C. Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, part II: Correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 43, n. 15, p. 2693–2700, 2000.

WÄRTSILÄ. Wärtsilä 34sg power plant product guide. 2008.

WÄRTSILÄ. **Air Blast Cooler type RKDH, OEM Manual. Documento No. DBAB552449, projeto Linhares 1x20V34SG, UTE Linhares**. [S.l.]: Linhares, Brazil; Technical Report, 2009.

WÄRTSILÄ. **Charge Air Cooler Drawing. Documento No. DAAE062543, projeto Linhares 1x20V34SG, UTE Linhares**. [S.l.]: Linhares, Brazil; Technical Report, 2013.

WILKE, H. **Diagnóstico das Usinas Termelétricas dos Sistemas Isolados do Ponto de Vista de Adequação aos Limites de Consumo Específico de Combustível, Estabelecidos pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), e Proposição de Alternativas para Redução dos Mesmos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Minas Gerais, 2015.

WU, D.; WANG, R. Combined cooling, heating and power: A review. **Progress in Energy and Combustion Science**, Elsevier, v. 32, n. 5-6, p. 459–495, 2006.

XIE, G.; WANG, Q.; SUNDEN, B. Parametric Study and Multiple Correlations on Air-Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Large Number of Large-Diameter Tube Rows. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 29, n. 1, p. 1–16, 2009.

ZABEU, C. et al. Sistema Integrado de Monitoramento, Diagnóstico e Controle de Motores Pesados a Gás Natural de Alta Eficiência para Geração de Energia. In: CONGRESSO DE INOVAÇÃO TECNOLÓGICA EM ENERGIA ELÉTRICA, 9., 2017, João Pessoa, Paraíba. **Anais [...]**. João Pessoa: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2017.