



**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**

FRANCISCO MELLO FONSECA

**UMA AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA ROTA DE
REPOTENCIAÇÃO BASEADA EM RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL PARA O CONDICIONAMENTO DO AR DE COMBUSTÃO
EM UM MOTOR ALTERNATIVO DE GRANDE PORTE**

Vitória, ES
2024



**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**

FRANCISCO MELLO FONSECA

**UMA AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA ROTA DE
REPOTENCIAÇÃO BASEADA EM RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL PARA O CONDICIONAMENTO DO AR DE COMBUSTÃO
EM UM MOTOR ALTERNATIVO DE GRANDE PORTE**

Dissertação/Tese apresentada ao Programa
de Pós Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal do Espírito Santo,
como requisito parcial para obtenção do Grau
de Mestre/Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição
Soares Santos

Coorientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon
Donatelli

Coorientadora: Profa. Dra. Carla César
Martins Cunha

Vitória, ES
2024

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de
Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

F676a Fonseca, Francisco Mello, 1990-
Uma avaliação experimental da rota de repotenciação baseada
em recuperação de calor residual para o condicionamento do ar de
combustão em um motor alternativo de grande porte / Francisco
Mello Fonseca. - 2024.
170 f. : il.

Orientador: José Joaquim Conceição Soares Santos.
Coorientadores: João Luiz Marcon Donatelli, Carla César
Martins Cunha.
Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) -
Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Motor de Combustão Interna. 2. Calor residual. 3. Ar
condicionado. I. Santos, José Joaquim Conceição Soares. II.
Donatelli, João Luiz Marcon. III. Cunha, Carla César Martins.
IV. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico.
V. Título.

CDU: 621



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

UMA AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA ROTA DE REPOTENCIAÇÃO BASEADA EM RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL PARA O CONDICIONAMENTO DO AR DE COMBUSTÃO EM UM MOTOR ALTERNATIVO DE GRANDE PORTE

FRANCISCO MELLO FONSECA

COMISSÃO EXAMINADORA

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

Prof^a. Dr^a. Carla César Martins Cunha
(Coorientadora – PPGES/UFES)

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
(Coorientador – DEM/UFES)

Prof^a. Dr^a. Silvia Azucena Nebra de Pérez
(Examinadora Externa – PPGENE/UFABC)

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini
(Examinador Externo – PPG-EM/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, 16 de dezembro de





Documentos defesa Francisco Mello Fonseca - corrigido

Data e Hora de Criação: 13/02/2025 às 16:33:01

Documentos que originaram esse envelope:

- Documentos defesa Francisco Mello Fonseca (2).pdf (Arquivo PDF) - 3 página(s)



Hashs únicas referente à esse envelope de documentos

[SHA256]: 26be9bd9e71d2122c1136163c2e22b1f485cff9457bde7ce38c555322851cb3

[SHA512]: 01e6d2a8457378e7b189bc6094001e86bfaf12e0b368d3fc01c0236d52843af2234c795802cefde6d04050e098ea8097db841a0993f07194951433ce6624692f

Lista de assinaturas solicitadas e associadas à esse envelope



ASSINADO - Carla Cesar Martins Cunha (carla.cunha@ufes.br)

Data/Hora: 13/02/2025 - 18:06:30, IP: 200.137.65.107, Geolocalização: [-20.272432, -40.305325]

[SHA256]: f7897901da4b3e219921a9f51eaa8cb7239810929862c0bd60fe7b380c5e2ea2



ASSINADO - João Luiz Marcon Donatelli (donatelliufes@gmail.com)

Data/Hora: 14/02/2025 - 21:18:42, IP: 181.191.205.79

[SHA256]: 431bd098ed1f89888cca90f76527a94726c8d9b740226cf02aaf8b32aa342cf



ASSINADO - Jose Joaquim Conceição Soares Santos (jose.j.santos@ufes.br)

Data/Hora: 14/02/2025 - 00:10:39, IP: 187.36.174.172

[SHA256]: 3519bca4c4185af7af14d895862293a055a6237000cfbc033aef0f80410833c0



ASSINADO - Osvaldo José Venturini (osvaldo@unifei.edu.br)

Data/Hora: 13/02/2025 - 17:32:05, IP: 170.233.14.76, Geolocalização: [-22.405683, -45.440400]

[SHA256]: 7bd73b718caab5415ec088e0bc212c12e121f0dca19545b4e43221c566f48221



ASSINADO - Silvia Azucena Nebra de Pérez (sanebra@gmail.com)

Data/Hora: 17/02/2025 - 15:13:36, IP: 187.106.47.43, Geolocalização: [-22.824822, -47.083201]

[SHA256]: 23e20520a8bc868107b4c9548f2c96ea065d9c3e0cc1f00aa454e1f01957d985

Histórico de eventos registrados neste envelope

17/02/2025 15:13:36 - Envelope finalizado por sanebra@gmail.com, IP 187.106.47.43

17/02/2025 15:13:36 - Assinatura realizada por sanebra@gmail.com, IP 187.106.47.43

17/02/2025 10:16:51 - Envelope visualizado por sanebra@gmail.com, IP 187.106.47.43

14/02/2025 21:18:42 - Assinatura realizada por donatelliufes@gmail.com, IP 181.191.205.79

14/02/2025 21:18:00 - Envelope visualizado por donatelliufes@gmail.com, IP 181.191.205.79

14/02/2025 00:10:39 - Assinatura realizada por jose.j.santos@ufes.br, IP 187.36.174.172

14/02/2025 00:09:45 - Envelope visualizado por jose.j.santos@ufes.br, IP 187.36.174.172

13/02/2025 18:06:30 - Assinatura realizada por carla.cunha@ufes.br, IP 200.137.65.107

13/02/2025 18:01:16 - Envelope visualizado por carla.cunha@ufes.br, IP 200.137.65.107

13/02/2025 17:32:05 - Assinatura realizada por osvaldo@unifei.edu.br, IP 170.233.14.76

13/02/2025 17:31:53 - Envelope visualizado por osvaldo@unifei.edu.br, IP 170.233.14.76

13/02/2025 16:37:02 - Envelope registrado na Blockchain por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.100

13/02/2025 16:37:01 - Envelope encaminhado para assinaturas por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.100

13/02/2025 16:33:02 - Envelope criado por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.100

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à minha família, especialmente à minha mãe, Ruth Léa Mello, por todo o amor, carinho e incentivo ao longo deste breve sopro que é a vida. Sou imensamente grato pela sorte de ter nascido seu filho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, pela oportunidade de ter sido seu orientando e por todo apoio, confiança, ensinamentos, dedicação e camaradagem ao longo deste período de mestrado. É motivo de orgulho para mim poder dizer que fui seu aluno.

Aos meus coorientadores, Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli e Profa. Dra. Carla César Martins Cunha, expresso minha gratidão pelo suporte e orientação essenciais ao desenvolvimento desta dissertação. Um agradecimento especial ao Prof. Donatelli, por sua dedicação, pelas ricas trocas de conhecimentos e pelos bons momentos compartilhados durante todo o período que trabalhamos juntos.

Sou também profundamente grato aos amigos que este mestrado me proporcionou, especialmente a Alexsander Luiz Quintão, Audrey Novelli Goncalves, Brunella Bermudes Prati Sant'ana, Bruno Muniz de Freitas Miotto e Lucas Rodrigues Loyola. Vocês foram fundamentais para que eu conseguisse superar este desafio, seja pela troca de conhecimentos, seja pelas palavras de amizade e apoio.

Agradeço às empresas TEVISA S.A. e Linhares Geração S.A. por todo apoio financeiro e pela oportunidade de participar do Projeto CRATOS. Estendo minha gratidão a todos os integrantes desse projeto, pela troca de conhecimentos e pelos momentos compartilhados.

Minha gratidão também à empresa Eficácia Consultoria, pelo suporte financeiro e pela oportunidade de integrar o Projeto Eficácia.

Ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFES, registro minha gratidão pela infraestrutura e equipe indispensáveis para a realização deste mestrado.

Por fim, agradeço à CAPES pelo essencial apoio financeiro.

RESUMO

Motores de combustão interna (MCIs) de usinas termelétricas localizadas em regiões de altas temperaturas e umidade, como é o caso de parte dessas plantas no Brasil, operam com *derating* preventivo para evitar a ocorrência de *knocking*. Por outro lado, esses motores rejeitam uma grande quantidade de calor para atmosfera, principalmente nos gases de exaustão, o que pode ser recuperado para produzir água gelada para o resfriamento e a desumidificação do ar de admissão, com o intuito de aumentar a potência gerada. Um projeto de pesquisa e desenvolvimento foi realizado com o objetivo de projetar e instalar um sistema térmico experimental para avaliar a melhoria no desempenho de uma unidade geradora de uma usina termelétrica. Esse sistema térmico experimental foi projetado, seus equipamentos adquiridos, instalados e instrumentados para realização de testes. O sistema é composto por um *chiller* de absorção, que aproveita o calor dos gases de exaustão do motor, uma serpentina de resfriamento para o condicionamento do ar de admissão do motor e uma torre de resfriamento para resfriar o *chiller* e para auxiliar o radiador do motor. O sistema térmico experimental descrito foi instalado acoplado a um dos grupos geradores com o motor Wärtsilä 20V34SG, que gera 8,5 MW de potência elétrica, considerando as condições de *derating* causadas pelo clima quente e úmido no local da usina. Duas campanhas de testes experimentais foram realizadas. Esta dissertação tem como objetivo apresentar e discutir os procedimentos e os resultados destes testes, mostrando que, durante os testes, a pressão média máxima nos cilindros, um dos limites de segurança operacionais do motor, foi atingida quando a potência elétrica estava em 9,6 MW, representando quase 13% de potência adicional. O sistema térmico instalado apresentou um custo específico de investimento com uma economia de cerca de 28% em relação a investimentos recentes em novos conjuntos motogeradores, demonstrando a viabilidade econômica do projeto.

Palavras-chave: Termelétrica a Motor de Combustão Interna; Recuperação de Calor Residual (WHR); Resfriamento e Desumidificação do Ar; Avaliação Experimental de Desempenho.

ABSTRACT

Internal combustion engines (ICEs) in thermal power plants located in regions with high temperatures and humidity, as is the case for some plants in Brazil, operate under preventive derating to avoid the occurrence of knocking. On the other hand, these engines reject a significant amount of heat to the atmosphere, primarily through exhaust gases, which can be recovered to produce chilled water for cooling and dehumidifying intake air, aiming to increase power generation. A research and development project was conducted to design and install an experimental thermal system to evaluate performance improvements in a generating unit of a thermal power plant. This experimental thermal system was designed, its equipment acquired, installed, and instrumented for testing purposes. The system is composed of an absorption chiller, which recovers heat from the engine's exhaust gases, a cooling coil for conditioning the engine's intake air, and a cooling tower to cool the chiller and assist the engine radiator. The described experimental thermal system was installed and coupled to one of the generating units equipped with a Wärtsilä 20V34SG engine, which generates 8.5 MW of electric power, considering the derating conditions caused by the hot and humid climate at the plant site. Two experimental test campaigns were conducted. This dissertation aims to present and discuss the procedures and results of these tests, demonstrating that during the experiments, the maximum average cylinder pressure – one of the engine's operational safety limits – was reached when the electric power output was 9.6 MW, representing nearly a 13% increase in power. The installed thermal system achieved a specific investment cost with savings of approximately 28% compared to recent investments in new generating sets, demonstrating the economic feasibility of the project.

Keywords: Internal Combustion Engine Power Plant; Waste Heat Recovery (WHR); Air Cooling and Dehumidification; Experimental Performance Evaluation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Matriz de produção de energia elétrica por fonte no Brasil	23
Figura 1.2 – Evolução temporal do fator de emissão de CO ₂ pela geração de energia elétrica.....	24
Figura 1.3 – Eficiência e potência em função das tecnologias utilizadas em ciclos de potência.....	25
Figura 1.4 – Eficiência de plantas termelétricas a MCIs em função da carga e do número de motores	26
Figura 2.1 – Resultados da análise bibliométrica	34
Figura 3.1 – Imagem aérea da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo ..	46
Figura 3.2 – Motor Wärtsilä 20V34SG.....	47
Figura 3.3 – Representação de uma unidade geradora e seus sistemas auxiliares .	48
Figura 3.4 – Faixa de operação ideal do motor em função da BMEP e da razão ar-combustível	50
Figura 3.5 – Representação da válvula <i>wastegate</i> e seu sistema de controle	51
Figura 3.6 – Esquema do sistema térmico inicialmente proposto para ser acoplado à unidade geradora	54
Figura 3.7 – Esquema do sistema térmico alternativo acoplado à unidade geradora	55
Figura 3.8 – <i>Chiller</i> por absorção Thermax modelo TAC L1 P2	66
Figura 3.9 – Trocador de calor (TCR) Tubal modelo Recuperador de Gás e ventilador centrífugo (VTR) Motovent modelo CLLIK 600	67
Figura 3.10 – Serpentina (SRD) Tubal modelo Resfriador de Ar Úmido	68
Figura 3.11 – Trocador de calor (TCA) Kelvion modelo NT150L CD-10	69
Figura 3.12 – Torre de resfriamento (TR) Vettor modelo VTF 290/15/PR-GNG-1	70

Figura 3.13 – Bombas centrífugas (a) BAC modelo METB200-150-315 GG, (b) BAG modelo METB125-080-200 GG, (c) BAQ modelo METB100-065-200 GG e (d) BAA modelo METN125-100-200 GG.....	72
Figura 4.1 – Instrumentação do MCI	77
Figura 4.2 – Instrumentação do <i>chiller</i>	78
Figura 4.3 – Instrumentação do TCR	80
Figura 4.4 – Instrumentação da SRD	81
Figura 4.5 – Instrumentação da TCA	83
Figura 4.6 – Instrumentação dos radiadores.....	84
Figura 4.7 – Instrumentação da TR.....	85
Figura 4.8 – Exemplificação de preenchimento de dados em planilha eletrônica	87
Figura 5.1 – Variação da potência, rotação do radiador e abertura das válvulas <i>wastegate</i> e V3V-LT nos testes de abril.....	97
Figura 5.2 – Variação de temperatura da água de resfriamento da TR e do circuito LT, da rotação do radiador e da abertura da V3V-LT nos testes de abril.....	98
Figura 5.3 – Variação da potência elétrica no sistema térmico (CCM), no radiador e na BAA nos testes de abril	99
Figura 5.4 – Variação das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, bem como da umidade absoluta do ar na entrada e na saída da SRD nos testes de abril.....	99
Figura 5.5 – Variação dos teores de O ₂ e CO ₂ nos gases de combustão nos testes de abril	100
Figura 5.6 – Variação das pressões do ar de combustão na saída da SRD, nas saídas dos turbocompressores e no coletor de ar, e teor de CO ₂ nos gases de combustão nos testes de abril.....	101
Figura 5.7 – Variação das pressões do ar de combustão na saída da SRD, nas saídas dos turbocompressores e no coletor de ar, e teor de O ₂ nos gases de combustão nos testes de abril.....	101

Figura 5.8 – Variação das temperaturas da água de resfriamento do motor nos circuitos LT e HT, da água da torre de resfriamento na saída do TCA e abertura da V3V-LT nos testes de abril	102
Figura 5.9 – Variação da umidade absoluta do ar na saída da SRD e sua perda de carga (lado ar) nos testes de abril	102
Figura 5.10 – Variação das temperaturas da água de resfriamento do motor (circuito HT) na entrada e na saída do bloco e sua diferença nos testes de abril.....	103
Figura 5.11 – Variação das temperaturas de bulbo seco e de orvalho do ar no coletor, a diferença entre essas temperaturas, bem como a temperatura da água na entrada do CAC nos testes de abril.....	104
Figura 5.12 – Variação da rotação e da potência do VTR nos testes de abril.....	105
Figura 5.13 – Variação das temperaturas dos gases de exaustão nos testes de abril	105
Figura 5.14 – Variação das temperaturas da água gelada, quente e de resfriamento nas entradas e saídas do <i>chiller</i> nos testes de abril.....	106
Figura 5.15 – Variação da potência, da rotação do radiador e da abertura das válvulas <i>wastegate</i> e V3V-LT nos testes de julho	109
Figura 5.16 – Variação de temperatura da água de resfriamento da TR e do circuito LT, da rotação do radiador e da abertura da V3V-LT nos testes de julho	112
Figura 5.17 – Variação dos teores de O ₂ e CO ₂ nos gases de combustão nos testes de julho.....	113
Figura 5.18 – Variação das temperaturas e umidades absolutas do ar na entrada (tomada como geral da usina) e na saída da SRD nos testes de julho	114
Figura 5.19 – Variação das temperaturas do ar no coletor de admissão e da água na entrada do CAC nos testes de julho	115
Figura 5.20 – Variação das potências elétricas no radiador e no sistema térmico nos testes de julho	116
Figura 5.21 – Variação da rotação e da potência elétrica do VTR nos testes de julho	116

Figura 5.22 – Variação da perda de carga (lado ar) na SRD e da umidade absoluta do ar na saída da SRD nos testes de julho	117
Figura 5.23 – Variação da pressão absoluta do ar no coletor de admissão e nas saídas da SRD e dos turbocompressores A e B, bem como do teor de O ₂ nos gases de combustão nos testes de julho	117
Figura 5.24 – Variação da pressão absoluta do ar no coletor de admissão e nas saídas da SRD e dos turbocompressores A e B, bem como do teor de CO ₂ nos gases de combustão nos testes de julho	118
Figura 5.25 – Variação da temperatura da água no circuito HT do motor nos testes de julho.....	118
Figura 5.26 – Histórico de valores do CVU da UTE LORM.....	121
Figura 5.27 – Variação da TIR em relação ao preço do gás natural	123
Figura 5.28 – Variação do VPL em relação ao preço do gás natural	124
Figura 5.29 – Variação do CTI _{limite} em relação ao preço do gás natural.....	124
Figura 5.30 – Variação do PBS e do PBD em relação ao preço do gás natural	125
Figura A.1 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água gelada, bem como a taxa de transferência de calor no evaporador do <i>chiller</i> nos testes de abril	141
Figura A.2 – Variação da perda de carga (lado água gelada) no evaporador do <i>chiller</i> nos testes de abril	141
Figura A.3 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água quente, bem como a taxa de transferência de calor no gerador do <i>chiller</i> nos testes de abril	142
Figura A.4 – Variação da perda de carga (lado água quente) no gerador do <i>chiller</i> nos testes de abril	143
Figura A.5 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no absorvedor e condensador do <i>chiller</i> nos testes de abril	144
Figura A.6 – Variação da perda de carga (lado água de resfriamento) no absorvedor e condensador do <i>chiller</i> nos testes de abril	145

Figura A.7 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de abril.....	145
Figura A.8 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de abril.....	146
Figura A.9 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de abril	147
Figura A.10 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de abril	147
Figura A.11 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado água gelada) nos testes de abril	148
Figura A.12 – Variação da perda de carga na SRD (lado água gelada) nos testes de abril	149
Figura A.13 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída do ar, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado ar de combustão) nos testes de abril	150
Figura A.14 – Variação da perda de carga na SRD (lado ar de combustão) nos testes de abril	150
Figura A.15 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado água quente) nos testes de abril	151
Figura A.16 – Variação da perda de carga no TCR (lado água quente) nos testes de abril	152
Figura A.17 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de gases, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de abril	152
Figura A.18 – Variação da perda de carga no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de abril	153

Figura A.19 – Variação da vazão, da pressão de entrada e das temperaturas de entrada e de saída da água, temperatura de bulbo úmido do ar, <i>approach</i> , bem como a taxa de calor rejeitado na TR nos testes de abril	154
Figura A.20 – Variação dos <i>approachs</i> medido e corrigido e da pressão da água na entrada da TR nos testes de abril	154
Figura A.21 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor no evaporador do <i>chiller</i> nos testes de julho	155
Figura A.22 – Variação da perda de carga (lado água gelada) no evaporador do <i>chiller</i> nos testes de julho	156
Figura A.23 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água quente, bem como a taxa de transferência de calor no gerador do <i>chiller</i> nos testes de julho.....	157
Figura A.24 – Variação da perda de carga (lado água quente) no gerador do <i>chiller</i> nos testes de julho	157
Figura A.25 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no absorvedor e condensador do <i>chiller</i> nos testes de julho	158
Figura A.26 – Variação da perda de carga (lado água de resfriamento) no absorvedor e condensador do <i>chiller</i> nos testes de julho.....	159
Figura A.27 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de julho	159
Figura A.28 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de julho	160
Figura A.29 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de julho	161
Figura A.30 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de julho	162

Figura A.31 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado água gelada) nos testes de julho	163
Figura A.32 – Variação da perda de carga na SRD (lado água gelada) nos testes de julho.....	163
Figura A.33 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída do ar, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado ar de combustão) nos testes de julho	164
Figura A.34 – Variação da perda de carga na SRD (lado ar de combustão) nos testes de julho	165
Figura A.35 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado água quente) nos testes de julho.....	165
Figura A.36 – Variação da perda de carga no TCR (lado água quente) nos testes de julho.....	166
Figura A.37 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de gases, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de julho	167
Figura A.38 – Variação da vazão e das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de calor rejeitado na TR nos testes de julho	167
Figura A.39 – Variação do <i>approach</i> medido e corrigido, bem como da pressão da água na entrada da TR nos testes de julho.....	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Temperatura e proporção de energia dissipada por diferentes componentes de um típico motor Wäertsilä 34SG	28
Tabela 2.1 – Comparação do dimensionamento dos equipamentos entre os sistemas	44
Tabela 3.1 – Parâmetros de projeto para especificação do <i>chiller</i> por absorção	56
Tabela 3.2 – Parâmetros de projeto para especificação do TCR	56
Tabela 3.3 – Parâmetros de projeto para especificação da SRD	57
Tabela 3.4 – Parâmetros de projeto para especificação do TCA	58
Tabela 3.5 – Parâmetros de projeto para especificação da TR	59
Tabela 3.6 – Especificações técnicas do fabricante do <i>chiller</i> por absorção	65
Tabela 3.7 – Especificações técnicas do fabricante do TCR	67
Tabela 3.8 – Especificações técnicas do fabricante do VTR	67
Tabela 3.9 – Especificações técnicas do fabricante da SRD	68
Tabela 3.10 – Especificações técnicas do fabricante do TCA	69
Tabela 3.11 – Especificações técnicas do fabricante da TR	70
Tabela 3.12 – Especificações técnicas do fabricante das bombas	71
Tabela 3.13 – Custos de investimentos para implantação do sistema térmico do Projeto CRATOS	72
Tabela 3.14 – Custos de materiais, ferramentas e sensores adquiridos ao longo do projeto	73
Tabela 4.1 – Informações da instrumentação do MCI	77
Tabela 4.2 – Informações da instrumentação do <i>chiller</i>	78
Tabela 4.3 – Informações da instrumentação do TCR	80
Tabela 4.4 – Informações da instrumentação da SRD	82
Tabela 4.5 – Informações da instrumentação do TCA	83

Tabela 4.6 – Informações da instrumentação dos radiadores.....	84
Tabela 4.7 – Informações da instrumentação da TR.....	86
Tabela 4.8 – Planejamento dos testes de desempenho para a 1ª Campanha.....	92
Tabela 4.9 – Planejamento dos testes de desempenho para a 2ª Campanha.....	93
Tabela 5.1 – Patamares dos testes de abril como realizados	96
Tabela 5.2 – Patamares dos testes de julho como realizados	108

LISTA DE SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ARSP	Agência de Regulação de Serviços Públicos
AUTO	Sistema de instrumentação para aquisição automática de dados
BMEP	Pressão média efetiva
BAA	Bomba de água auxiliar do TCA
BAC	Bomba de água da torre de resfriamento
BAG	Bomba de água gelada
BAQ	Bomba de água quente
CA	Coletor de ar de admissão
CAC	Resfriador do coletor de ar
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CCM	Painel elétrico do sistema térmico
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de desempenho
CRC	Ciclo Rankine convencional
CK	Ciclo Kalina
CTI _{limite}	Custo total de investimento máximo viável
CVU	Custo variável unitário
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ETA	Estação de tratamento de água
ES GÁS	Companhia de Gás do Espírito Santo
FEST	Fundação Espírito-santense de Tecnologia
GEE	Gases de efeito estufa

H ₂ O	Água
HT	Alta temperatura
IND	Instrumento com indicação visual do valor medido
LiBr	Brometo de lítio
LGSA	Linhares Geração S.A.
LT	Baixa temperatura
MCI	Motor alternativo de combustão interna
NO _x	Óxidos de nitrogênio
O ₂	Oxigênio
ONS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
ORC	Ciclo Rankine orgânico
P&D	Pesquisa e desenvolvimento
PBD	<i>Payback</i> descontado
PBS	<i>Payback</i> simples
PID	Controlador proporcional, integral e derivativo
RT-CDC	<i>Real Time Combustion Diagnostic and Control</i>
SIN	Sistema Interligado Nacional
SRD	Serpentina de resfriamento e desumidificação
ST	Sistema térmico
TCA	Trocador de calor auxiliar
TCR	Trocador de calor de recuperação
TEVISA	Termelétrica Viana S.A.
TIR	Taxa interna de retorno
TMA	Taxa mínima de atratividade
TR	Torre de resfriamento
UG-01	Unidade geradora número 01

UTE LORM	Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo
V3V-CHI	Válvula de 3 vias do circuito de água quente do <i>chiller</i>
V3V-HT	Válvula de 3 vias do circuito de alta temperatura
V3V-LT	Válvula de 3 vias do circuito de baixa temperatura
VPL	Valor presente líquido
VTR	Ventilador do TCR
WHR	Recuperação de calor residual
WOIS	Wärtsilä <i>Operator Interface Station</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	29
1.2	OBJETIVOS	31
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
2.1	ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA.....	33
2.2	IMPACTOS DO CONDICIONAMENTO DO AR DE ADMISSÃO NO DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	35
2.3	SISTEMAS TÉRMICOS PARA O CONDICIONAMENTO DO AR DE ADMISSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	38
2.4	PROJETO CRATOS.....	40
3	PROJETO E IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO	45
3.1	UNIDADE GERADORA E SEUS SISTEMAS AUXILIARES.....	46
3.1.1	Sistema de Resfriamento	47
3.1.2	Sistema de Admissão do Ar	49
3.1.3	Sistema de Exaustão dos Gases.....	51
3.2	DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO	52
3.2.1	Chiller por Absorção	55
3.2.2	Trocador de Calor de Recuperação (TCR)	56
3.2.3	Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD).....	57
3.2.4	Trocador de Calor Auxiliar (TCA).....	58
3.2.5	Torre de Resfriamento Úmida (TR)	59
3.3	PROJETO DO SISTEMA TÉRMICO	60
3.3.1	Engenharia Básica do Sistema Térmico.....	60
3.3.2	Engenharia Detalhada do Sistema Térmico (Projeto Executivo)	63
3.4	INSTALAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO	64
3.4.1	Chiller por Absorção	65
3.4.2	Trocador de Calor de Recuperação (TCR) e Ventilador Centrífugo (VTR).....	66
3.4.3	Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD).....	68
3.4.4	Trocador de Calor Auxiliar (TCA).....	69
3.4.5	Torre de Resfriamento (TR)	70
3.4.6	Bombas Centrífugas (BAC, BAG, BAQ e BAA).....	71

3.5	CUSTOS DE INVESTIMENTO NO SISTEMA TÉRMICO	72
4	METODOLOGIA	74
4.1	INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE DO MOTOR E DO SISTEMA TÉRMICO	74
4.1.1	Otimização do Sistema de Controle do Motor	75
4.1.2	Instrumentação do Sistema Térmico	76
4.2	DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DO SISTEMA TÉRMICO IMPLANTADO	88
4.3	PLANEJAMENTO DOS TESTES DE DESEMPENHO.....	90
4.4	INDICADORES DE VIABILIDADE ECONÔMICA.....	93
5	RESULTADOS.....	96
5.1	PRIMEIRA CAMPANHA DE TESTES DE DESEMPENHO.....	96
5.2	SEGUNDA CAMPANHA DE TESTES DE DESEMPENHO	107
5.3	ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÔMICA.....	120
6	CONCLUSÕES	127
6.1	LIMITAÇÕES E SUGESTÕES DE MELHORIA.....	128
6.2	SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.....	130
6.3	OUTRAS APLICAÇÕES.....	131
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	133
	APÊNDICE A – DESEMPENHO DOS COMPONENTES DO SISTEMA TÉRMICO	140
	ANEXO A – FLUXOGRAMA DA CONFIGURAÇÃO FINAL DO SISTEMA TÉRMICO	169

1 INTRODUÇÃO

À medida que a sociedade se desenvolve social e tecnologicamente, a demanda por energia elétrica é cada vez maior em todo o mundo. Segundo o Anuário Estatístico de Energia Elétrica, produzido pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), vinculada ao Ministério de Minas e Energia do Governo Federal brasileiro, para o ano base de 2023, o consumo de energia elétrica global aumentou em cerca de 25,3% em uma década, entre 2013 e 2022 (EPE, 2024). Não poderia ser diferente para um país em desenvolvimento, como o Brasil, onde também houve um aumento de cerca de 12% no consumo de energia elétrica na década entre os anos de 2014 e 2023.

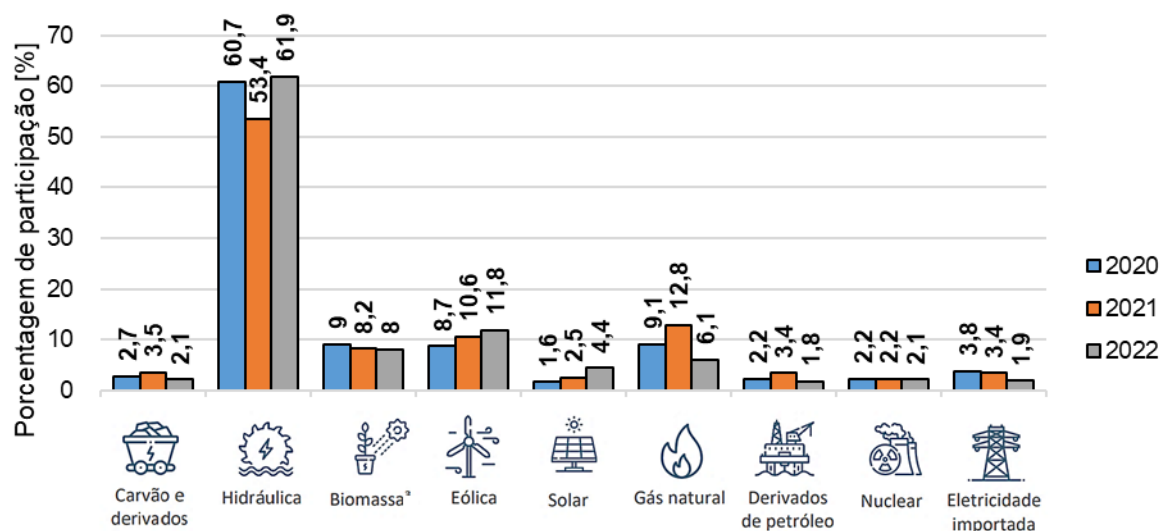
É inegável que a boa gestão da distribuição dos recursos e dos meios de produção de energia elétrica são muito importantes do ponto de vista estratégico para o avanço socioeconômico de um país. Porém, outro relevante aspecto que deve ser considerado, são os impactos ambientais, pois a gestão adequada do meio ambiente proporcionará um desenvolvimento sustentável. O Brasil é referência mundial no que diz respeito à geração de energia elétrica a partir de fontes renováveis, tendo 89,2% de participação de fontes renováveis em sua matriz de geração elétrica, no ano base de 2022, ocupando a 2ª posição no mundo, atrás apenas da Noruega, que tem 98,5% (Enerdata, 2023).

Com o intuito de entender e detalhar melhor a matriz de geração elétrica brasileira, na Figura 1.1 é apresentada a contribuição de cada tipo de fonte energética em três levantamentos divulgados pela Empresa de Pesquisa Energética (2022, 2023), referentes aos anos 2020, 2021 e 2022.

Analisando a Figura 1.1, pode-se verificar que a principal fonte para geração de energia elétrica é a hidráulica. Entretanto, há um detalhe muito importante que deve ser avaliado e considerado pelas autoridades competentes no momento da tomada de decisão quanto à renovação da matriz elétrica, a saber, os imprevistos climáticos. É possível observar que no ano de 2021 a geração a partir da energia hidráulica foi cerca de 7% menor, em relação ao ano anterior de 2020. Este fenômeno ocorreu devido à redução no regime de chuvas, provocando então a diminuição dos níveis dos reservatórios das principais usinas hidrelétricas do país. Entretanto, no ano seguinte,

em 2022, o regime de chuvas normalizou, aumentando novamente os níveis dos reservatórios.

Figura 1.1 – Matriz de produção de energia elétrica por fonte no Brasil



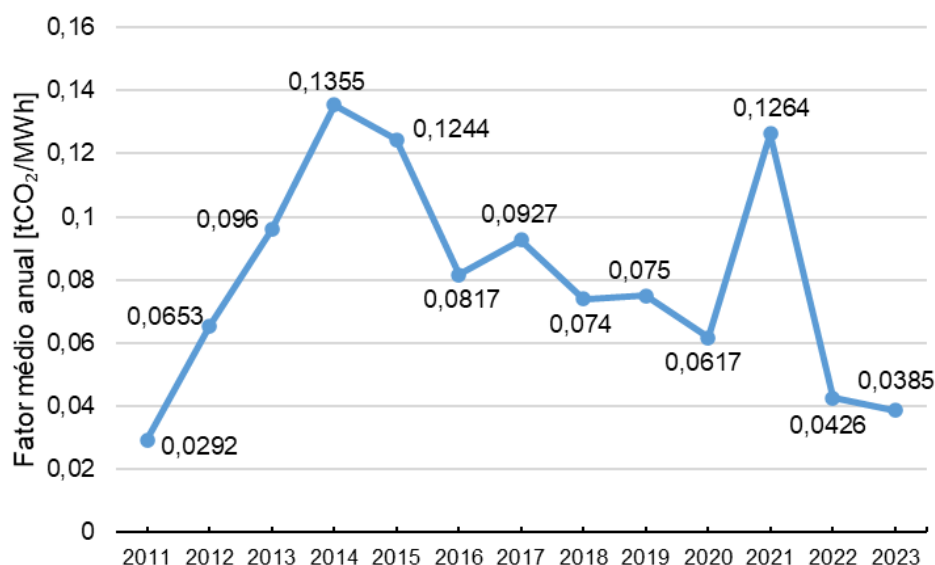
Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2022, 2023).

Nota: Adaptado pelo autor.

Esta análise tem o intuito de trazer à tona a importância da diversificação dos tipos de fontes de energia como estratégia de desenvolvimento socioeconômico de um país, evitando assim racionamentos, enquanto busca a redução dos impactos ambientais. Recentemente, no ano de 2021, ocorreu uma escassez de chuvas e as fontes não renováveis é que precisaram ser acionadas para que não ocorresse a interrupção no fornecimento de energia elétrica ao Sistema Interligado Nacional (SIN), compensando a geração de energia elétrica por parte das hidrelétricas, queimando combustíveis fósseis, como carvão, gás natural e derivados de petróleo. Estas três fontes fósseis juntas tiveram um aumento de quase 6% de 2020 para 2021 e uma redução de, aproximadamente, 10% de 2021 para 2022, demonstrando assim, que foi necessário acionar tais usinas no momento de crise para manter a segurança do SIN. Quando normalizada a situação, não houve a necessidade de acioná-las. Inclusive, é interessante observar que ocorreu uma maior redução do uso destas usinas, que utilizam fontes de energia não renováveis, devido principalmente ao aumento na geração de energia elétrica por fontes renováveis, como a eólica, a solar e a própria hidráulica. Outro importante ponto a se observar é que, dentre os combustíveis fósseis, o gás natural foi

o mais utilizado, representando mais do que o dobro do uso de carvão e derivados de petróleo, o que é uma vantagem, pois leva à maior eficiência energética na utilização e polui menos, contribuindo assim para uma menor emissão de gases de efeito estufa (GEE) da matriz elétrica brasileira. A Figura 1.2 ilustra o fator médio anual de emissão de dióxido de carbono, expresso em toneladas de CO₂ por megawatt-hora, associado à produção de energia elétrica no Brasil entre 2011 e 2023.

Figura 1.2 – Evolução temporal do fator de emissão de CO₂ pela geração de energia elétrica



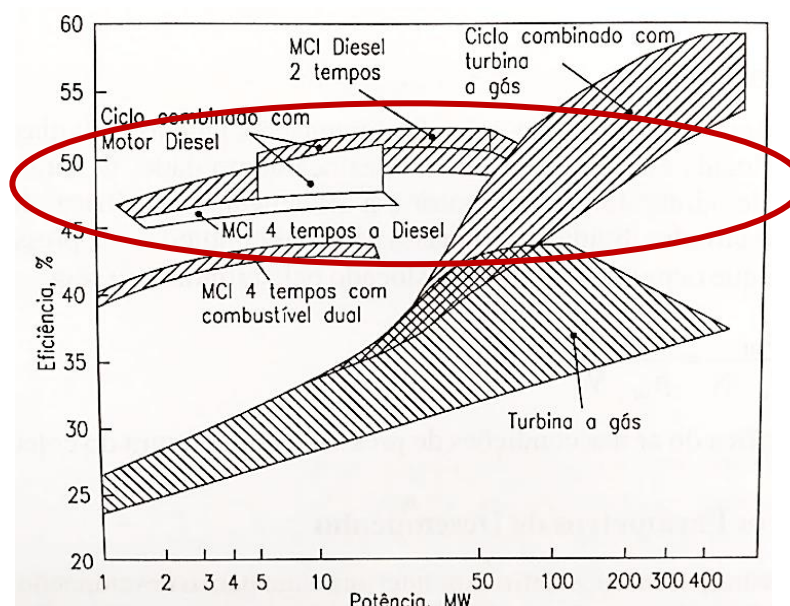
Fonte: Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação (2024).

Ao analisar o fator médio anual de emissão de CO₂ entre os anos de 2020 e 2022, apresentado na Figura 1.2, observa-se um comportamento similar, porém inverso, ao ilustrado na Figura 1.1 referente à produção de energia elétrica pelas usinas hidrelétricas. Durante períodos de escassez hídrica, verifica-se uma elevação nas emissões de CO₂, enquanto, após a normalização das condições hidrológicas, os fatores de emissão retornam a níveis mais baixos. O fator de emissão de CO₂ da rede elétrica brasileira praticamente dobrou de valor (um aumento de cerca de 105%) de 2020 para 2021. Em contrapartida, reduziu cerca de dois terços de seu valor (uma diminuição de aproximadamente 66%) de 2021 para 2022. Esse padrão está diretamente relacionado à necessidade de acionamento de termelétricas para garantir a segurança operacional do SIN.

Os combustíveis, não só os fósseis, mas também as biomassas, são consumidos em termelétricas com o propósito de gerar energia elétrica. O processo de combustão destes combustíveis transforma parte da energia química em energia térmica e, depois, em energia mecânica, utilizando um ou mais conjuntos de sistemas térmicos que funcionam segundo ciclos de potência. Posteriormente, através de um gerador elétrico, parte dessa energia mecânica é convertida em energia elétrica. Diversos tipos de ciclos de potência são usados no aproveitamento da energia primária para geração de potência mecânica, neste caso, também conhecida como potência de eixo.

Por meio da aplicação prática dos ciclos de potência, como em motores rotativos de combustão interna (turbinas a gás), motores alternativos de combustão interna (aqui chamados de MCIs) e ciclos combinados (ciclos Rankine combinados a turbinas a gás), estes sistemas são capazes de gerar potência. A Figura 1.3 ilustra a relação entre a eficiência e a potência instalada de diversas tecnologias de ciclos de potência. Nela é possível observar que os ciclos combinados com turbinas a gás produzem maior potência com maior eficiência, por unidade. Os MCIs, por sua vez, dependendo da capacidade instalada, possuem uma eficiência tão boa quanto, porém com menor capacidade instalada de potência por unidade, o que explica uma tendência pela modularidade das centrais termelétricas a MCIs, trazendo vantagens operacionais em tempo de partida, bem como eficiência em operação a carga parcial.

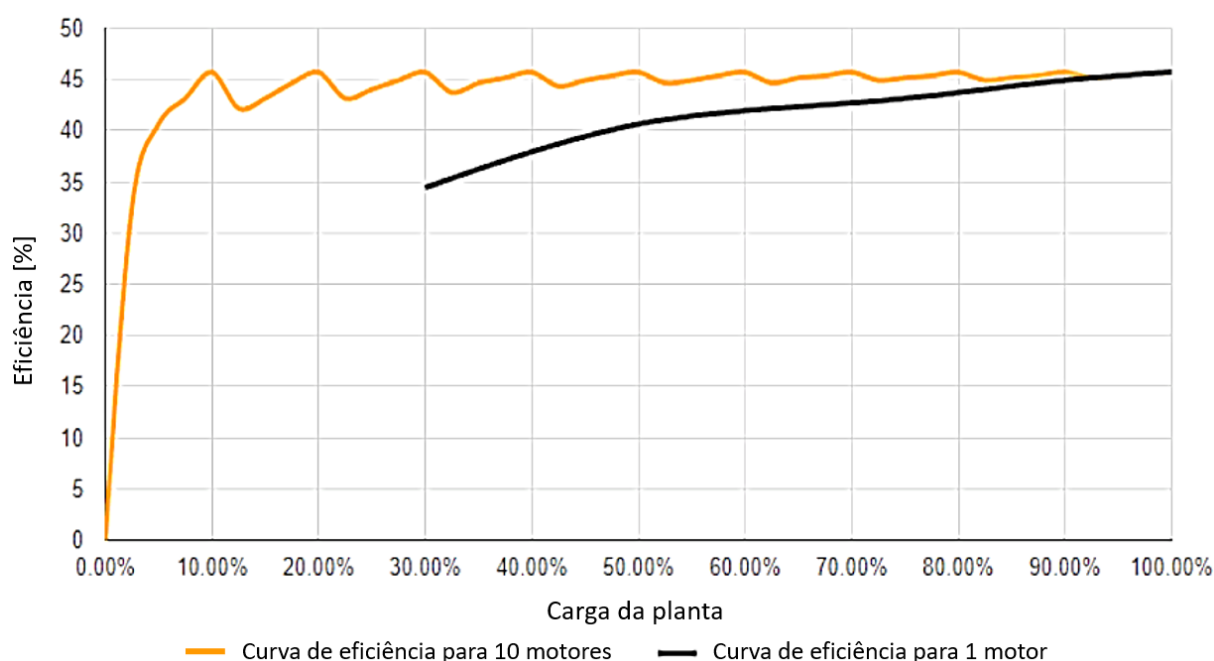
Figura 1.3 – Eficiência e potência em função das tecnologias utilizadas em ciclos de potência



Fonte: Grone e Hellmann (1997 *apud* Lora; Nascimento, 2004).

Para ilustrar as vantagens que a modularidade em centrais termelétricas a MCIs, na Figura 1.4 são comparados os comportamentos das curvas de eficiência de uma planta modular que possui dez motores, onde cada motor suportaria 10% da carga nominal total da central termelétrica (100%), e com apenas um motor, cuja carga mínima de funcionamento seria de 30% da carga total da planta. Isto demonstra que uma maior quantidade de motores permite uma maior estabilidade de operação, mantendo a mesma eficiência mesmo quando despachada a carga parcial, apenas desligando parte dos motores, o que não aconteceria reduzindo a carga de todos os MCIs.

Figura 1.4 – Eficiência de plantas termelétricas a MCIs em função da carga e do número de motores



Fonte: Rajewski (2018).

Nota: Adaptado pelo autor.

Entretanto, estes sistemas que utilizam MCIs têm sua geração de potência consideravelmente influenciada pela umidade e temperatura do ar ambiente, que é admitido para o aproveitamento do oxigênio como comburente do processo de combustão. Portanto, em regiões tropicais, estes sistemas sofrem uma redução de seu desempenho devido às condições climáticas. Quanto maior a temperatura e a umidade do ar ambiente, maior é o seu volume específico, logo, uma maior potência é necessária para comprimir uma mesma massa de ar, o que promove uma redução da potência líquida gerada pela planta. Segundo Santoianni (2015), turbinas a gás são mais afetadas

negativamente em ambientes com maior temperatura e umidade quando comparadas com MCIs, considerando o desempenho que teriam operando nas condições de referência ISO. Contudo, esta redução da potência líquida em MCIs, trabalhando em condições climáticas extremas, não pode ser desprezada.

Em motores de ignição por centelha, turboalimentados e queimando gás natural, a alta temperatura do ar no coletor de admissão eleva a probabilidade de ocorrência da detonação prematura (*knocking*) da mistura ar e combustível dentro do cilindro. Além disso, as altas porcentagens de umidade relativa reduzem a eficiência da combustão e aumentam a chance de ocorrer a condensação da água contida no ar, após seu resfriamento no resfriador do coletor de ar (também chamado de CAC, do inglês *charge air cooler* ou *intercooler*). Ambas as condições podem provocar danos catastróficos na estrutura mecânica destes motores. Portanto, esses MCIs já vêm de fábrica com seus sistemas de controle configurados para reduzir a capacidade nominal operacional (*derating*), de forma a garantir uma operação segura. O *derating* ocorre por meio da diminuição da pressão de operação do turbocompressor, consequentemente, reduzindo tanto a temperatura no coletor de ar de admissão, quanto a máxima pressão média efetiva (BMEP, sigla em inglês para *brake mean effective pressure*) nos cilindros durante o processo de combustão (Wärtsilä, 2008). Ou seja, pode-se dizer que as termelétricas localizadas no Brasil, que utilizam MCIs aspirando ar atmosférico não condicionado, operam com *derating*, tendo assim um prejuízo quanto à sua capacidade de geração de potência.

A eliminação ou a redução da incidência de *derating* para prevenir *knocking* possibilita a operação do MCI em sua potência máxima, aumentando um pouco a eficiência, com a consequente redução no consumo específico de combustível e, logo, redução do impacto ambiental pela redução das emissões específicas de gases de efeito estufa. Uma forma de resolver este problema é o condicionamento do ar de combustão, para que este chegue menos quente no coletor de admissão. Trata-se não apenas do resfriamento, mas também da desumidificação do ar. Logicamente, isto ocorre até se atingir algum dos limites estruturais ou operacionais do MCI, uma vez que a redução da temperatura do ar no coletor de admissão do motor deve ser também controlada, a fim de evitar condensação do vapor de água no ar na pressão do coletor de admissão, devido à redução da temperatura.

Para isso, existe a possibilidade de aproveitar a energia térmica rejeitada pelo motor, pois, geralmente, estes motores rejeitam mais da metade da energia do combustível para a atmosfera em forma de calor, presente tanto nos gases de exaustão, como também na água de resfriamento que vai para os radiadores, onde este calor do resfriamento é dissipado. Na Tabela 1.1 é possível verificar as temperaturas e as proporções típicas da energia do combustível que são dissipadas na forma de energia térmica nos diferentes componentes de um típico motor Wäertsilä da linha 34SG.

Tabela 1.1 – Temperatura e proporção de energia dissipada por diferentes componentes de um típico motor Wäertsilä 34SG

Fonte de Energia	Temperatura (aproximada)	Proporção da energia do combustível (aproximada)
Gases de exaustão	~ 400°C	32 - 33 %
Resfriamento do bloco do motor	~ 85°C	5,8 %
Resfriador de ar de alta temperatura	~ 90°C	9,0 %
Resfriador do óleo lubrificante	~ 60°C	4,7 %
Resfriador de ar de baixa temperatura	~ 40°C	1,8 %
Resfriamento do gerador	~ 35°C	1,4 %

Fonte: Wäertsilä (2008).

Nota: Adaptado pelo autor.

Sabe-se que há várias rotas tecnológicas de repotenciação por meio da recuperação de calor residual (WHR, do inglês *waste heat recovery*) de motores de combustão interna, seja pela produção direta de potência elétrica adicional por meio de ciclos *bottoming* de potência, tais como ciclo Rankine orgânico (ORC, do inglês *organic Rankine cycle*), ciclo Rankine convencional (CRC) ou ciclo Kalina (CK), ou pela produção de água gelada através dos sistemas de refrigeração por absorção (*chiller* por absorção), visando o condicionamento do ar de combustão. Esta última rota permite ao próprio motor gerar mais potência, ou seja, recuperar a potência do *derating*. Porém, existe também a possibilidade de combinar estas rotas tecnológicas, em série ou em paralelo, quando se usa uma parte da energia elétrica adicional gerada nos sistemas de ciclos de potência para acionar um sistema de refrigeração por compressão do vapor (*chiller* por compressão). A grande vantagem da repotenciação pela rota do condicionamento do ar de combustão é que, além de elevar a potência do motor, aumenta também a quantidade de calor rejeitado, o que permite, concomitantemente, em usinas modulares, gerar mais energia elétrica adicional nos ciclos de potência a

vapor acoplados, uma vez que o aproveitamento total do calor residual de um motor possibilita produzir água gelada suficiente para condicionar o ar de vários outros motores (Rocha, 2022).

1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

No Brasil, a maioria das usinas termelétricas a MCI está localizada nas regiões Norte e Nordeste, operando em condições extremas de temperatura e umidade. Grande parte destas usinas foram concebidas sem sistemas de recuperação de calor residual, por simplicidade e baixo custo inicial, pois foram planejadas originalmente para dar mais segurança ao Sistema Interligado Nacional, sendo previsto o seu uso esporádico. Contudo, a situação do sistema elétrico brasileiro, em anos de escassez hídrica, levou ao despacho contínuo dessas termelétricas e, nessas condições, pode ser vantajosa a implantação de um sistema térmico para recuperação de calor residual, visando este condicionamento do ar de combustão, com consequente melhoria de desempenho energético e ambiental dessas termelétricas, podendo ser economicamente viável.

Na prática, a eliminação ou a significativa redução de *derating*, para prevenir o *knocking*, pode possibilitar ajustar e manter a potência máxima operacional dos motores próxima à potência nominal dos mesmos nas condições ISO, bem como se aproximar do consumo específico de combustível nominal declarado pelo fabricante para essas condições ISO. Estes benefícios podem advir do resfriamento e desumidificação do ar de combustão admitido no cilindro do motor. Entretanto, os verdadeiros impactos no desempenho só podem ser exatamente determinados e comprovados por meio de medições experimentais. Obviamente, para que fosse possível alcançar os benefícios deste condicionamento do ar de combustão, seria preciso modificar todo o sistema de controle do motor para diagnosticar, monitorar e controlar a incidência do *knocking*.

Neste aspecto, um projeto de pesquisa e desenvolvimento (P&D) regulado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (PD-6932-0115/2015) foi conduzido em um dos motores da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM), localizada em Linhares-ES, executado pela empresa CAAR - Pesquisa e Engenharia Ltda, intitulado Desenvolvimento de Técnicas, Algoritmos de Diagnóstico Preventivo de

Problemas, Otimização da Eficiência Energética da Combustão e Balanceamento da Potência de Cilindros de Motores Estacionários a GN, já tinha instalado um novo sistema de controle e instrumentação para monitorar a combustão e a pressão dentro dos cilindros, e mostrou que era possível aumentar em quase 6% a potência gerada pelo motor, apesar de pouca redução no consumo específico de combustível, em momentos do dia em que as condições climáticas locais eram mais amenas, o que indicava que, se o ar da combustão entrasse no cilindro com temperaturas ainda menores, talvez os ganhos da repotenciação fossem maiores (Zabeu *et al.*, 2018).

Foram estas motivações que justificaram a necessidade de outro projeto de pesquisa experimental em um dos 24 motores da mesma UTE LORM, disponibilizado para a implementação de um sistema térmico experimental, visando avaliar o desempenho do motor devido ao resfriamento e desumidificação do ar de combustão. Este projeto de P&D, denominado Avaliação Experimental do Desempenho de Motores de Combustão Interna de Grande Porte em Função do Condicionamento do Ar de Combustão Recuperando Calor Residual, foi inscrito junto à ANEEL com o código PD-6483-0318/2018, iniciado em 2019, e batizado de Projeto CRATOS (*Chiller as Recovery Alternative Technology for Optimization of Systems*).

O Projeto CRATOS foi resultado de uma parceria entre a Termelétrica Viana S.A. (TEVISA), a Linhares Geração S.A. (LGSA) e a Fundação Espírito-santense de Tecnologia (FEST), viabilizada pela Lei 9.991 de 24 de julho de 2000, que determina em seu 2º artigo que

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 [...] (Brasil, 2000).

O Projeto CRATOS, que durou quase 5 anos, já foi tema de 8 trabalhos de conclusão de curso de graduação (TCC), 2 dissertações de mestrado, além de 14 artigos, sendo 10 em anais de congressos, quase todos internacionais, e 4 revistas internacionais, com os resultados parciais obtidos até a definição do projeto básico. Desta forma, a presente dissertação é, portanto, a terceira e última relacionada ao projeto, que aborda a parte final do mesmo, ou seja, os resultados experimentais dos testes realizados no sistema térmico desenvolvido e implantado, visando avaliar a repotenciação do motor por esta rota tecnológica.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral desta dissertação é, portanto, determinar e avaliar os ganhos de performance de uma unidade geradora da UTE LORM, principalmente, o acréscimo da potência gerada, após acoplar um sistema térmico experimental de recuperação de calor e condicionamento do ar de combustão, a partir dos resultados dos testes experimentais de desempenho realizados, bem como avaliar a viabilidade econômica do sistema implantado.

Para alcançar este objetivo principal, alguns objetivos específicos foram também planejados e realizados, a saber:

- a) descrever o sistema térmico experimental acoplado ao motor, bem como a instrumentação utilizada durante os testes;
- b) descrever o planejamento e a realização dos testes experimentais;
- c) analisar os dados adquiridos nos testes, para avaliar e comparar os índices de desempenho obtidos com os nominais do sistema térmico acoplado ao motor;
- d) analisar a viabilidade econômica do sistema térmico experimental utilizando indicadores financeiros e comparações de investimentos.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Além desta seção introdutória, que apresentou a contextualização, motivação, justificativa e objetivos, esta dissertação conta ainda com mais outras seis seções.

A seção 2 contém a revisão bibliográfica, onde, primeiramente, é elaborada uma análise bibliométrica buscando demonstrar a relevância do tema desta dissertação. São também apresentados estudos relevantes sobre os impactos do condicionamento do ar de admissão no desempenho de MCIs, assim como os tipos e sistemas térmicos utilizados para esta finalidade, incluindo recentes trabalhos e publicações desenvolvidos pela equipe executora, no âmbito do Projeto CRATOS.

O projeto de engenharia e a instalação do sistema térmico são detalhados na seção 3, partindo de uma descrição da unidade geradora que recebeu o sistema térmico experimental, passando pela definição da configuração e do projeto básico, com especificação dos componentes do sistema, pelo relato sobre a realização dos projetos básico e executivo, até a aquisição dos equipamentos e instalação do sistema térmico,

descrevendo todos os componentes, suas características nominais, custos e fabricantes.

A seção 4 é dedicada à metodologia e aos procedimentos adotados para o desenvolvimento do trabalho, ou seja, a descrição da “bancada experimental de campo”, que inclui tanto o sistema de aquisição de dados já existente, quanto a instrumentação adicional, bem como a otimização do sistema de controle operacional do motor, que visavam não só garantir o controle e a operação segura do motor, mas ainda obter medições para análises do desempenho do sistema térmico e também do motor acoplado. Há também uma descrição do funcionamento do sistema térmico implantado. Por fim, foi apresentado o planejamento para realização dos testes experimentais e os indicadores financeiros utilizados para elaboração da viabilidade econômica.

Os resultados dos testes de desempenho e do estudo de viabilidade econômica são apresentados e discutidos na seção 5, a saber, os resultados de desempenho do motor e do sistema térmico, e também aqueles relacionados aos estudos de viabilidade econômica do sistema térmico, como *payback*, valor presente líquido e taxa interna de retorno, além do custo específico de investimento de capital.

Nas conclusões (seção 6), o cumprimento dos objetivos traçados para a dissertação é avaliado, os principais resultados são sintetizados, algumas considerações finais são apresentadas com base nos propósitos do Projeto CRATOS e são também indicadas sugestões para futuros trabalhos com foco em termelétricas sustentáveis.

Por último, no Apêndice A, são detalhados os desempenhos individuais dos equipamentos componentes do sistema térmico experimental durante ambas as campanhas de testes, comparando os parâmetros atingidos com os nominais dos fabricantes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Embora a seção introdutória tenha demonstrado a importância e a relevância do tema deste trabalho, a revisão bibliográfica que se segue pretende apresentar e explorar os sistemas de condicionamento de ar de combustão e seus impactos no desempenho de MCIs, bem como os sistemas térmicos usados para isso, dando ênfase àqueles que utilizam o calor residual. Além disto, trabalhos publicados durante o desenvolvimento do próprio Projeto CRATOS, principalmente no que se refere à definição do sistema térmico instalado, são também aqui abordados. Contudo, antes da revisão bibliográfica, é apresentada uma análise bibliométrica indicando e quantificando como este tema está presente em publicações acadêmicas no mundo.

2.1 ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA

A análise bibliométrica é uma metodologia baseada em técnicas quantitativas que visa avaliar e mapear a produção científica em um campo específico do conhecimento. Utilizando estatísticas e indicadores, essa abordagem permite mensurar a relevância, o impacto e as tendências de publicações, artigos, autores, periódicos e até áreas de pesquisa. Esta análise foi feita usando duas bases de dados, a saber, a *Scopus* e a *Web of Science*, ambas disponibilizadas por meio de acesso ao Portal de Periódicos da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES). Dentro destas bases, foram pesquisados três termos combinados utilizando o operador booleano *and*, a saber: “*internal combustion engine*” AND “*intake air*” AND “*heat recovery*”, além de definir o intervalo de busca para os últimos 10 anos (entre 2014 e 2024). Em ambas as bases, a busca destes termos foi feita no título, no resumo e nas palavras chaves dos artigos, e foram encontrados 12 artigos na base *Scopus* e 22 na base *Web of Science*. Para a análise das informações, foram utilizados o pacote e a plataforma bibliometrix (Aria; Cuccurullo, 2017), disponível no *software* gratuito RStudio, da empresa de programas de computador Posit. A Figura 2.1 destaca os principais resultados da análise bibliométrica realizada.

Figura 2.1 – Resultados da análise bibliométrica



Fonte: Aria e Cuccurullo (2017).

Nota: Adaptado pelo autor.

A partir da Figura 2.1, foi possível analisar algumas informações relevantes a respeito de temas relacionados à presente dissertação, tais como:

- a) desde 2014, em todos os anos houve publicações com este tema, com exceção do ano corrente (2024);
- b) ao confrontar os arquivos extraídos das duas bases de dados consultadas, pode-se constatar que havia 10 artigos repetidos, totalizando 24 artigos distintos, publicados em 16 fontes diferentes (periódicos, livros, congressos e etc.);
- c) a taxa de crescimento de 16,65%, no período considerado, demonstra o aumento do interesse acadêmico;
- d) os 24 artigos foram produzidos por 68 autores, com cerca de 4 coautores por artigo, sendo que nenhum deles é de autoria única, o que revela uma grande cooperação entre pesquisadores;
- e) apesar de haver autores de quatro dos cinco continentes, apenas 4,167% dos trabalhos foram feitos entre autores de países diferentes, o que demonstra uma pequena parceria internacional;
- f) apesar da busca ter sido feita a partir de 3 termos, os artigos encontrados abordam 90 palavras chaves distintas, evidenciando a diversidade de assuntos que podem ter correlação com este tema;
- g) por fim, os artigos tiveram uma média de 13,38 citações, demonstrando com isso a relevância acadêmica destes trabalhos e, consequentemente, do tema.

2.2 IMPACTOS DO CONDICIONAMENTO DO AR DE ADMISSÃO NO DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A literatura oferece vários estudos que evidenciam os impactos energéticos e ambientais do resfriamento do ar de combustão em motores de combustão interna. Dentre eles, pode-se destacar os diversos trabalhos de Mostafavi e Agnew (1996a, 1996b, 1997a, 1997b) e Agnew, Talbi e Mostafavi (1999) que abordaram, de forma teórica, os ganhos de potência e eficiência de um MCI a diesel em conjunto com um sistema de refrigeração por absorção, cuja função seria resfriar o ar de combustão recuperando a energia térmica contida nos gases de exaustão do próprio motor. Foram testadas diferentes relações de pressão no turbocompressor, bem como distintas temperaturas, tanto ambiente quanto da água de resfriamento, além de diferentes disposições dos componentes responsáveis pelo resfriamento do ar de admissão, no caso, o *precooler* (trocador de calor ar/água a montante do compressor) e o *intercooler* (trocador de calor ar/água a jusante do compressor). Ainda nesse contexto, Talbi e Agnew (2002), tendo como um dos parâmetros de entrada a temperatura ambiente de 35°C, simularam um motor a diesel turboalimentado com resfriamento do *precooler* e do *intercooler*, feito por uma unidade de refrigeração por absorção acionada pela energia térmica proveniente dos gases de exaustão do próprio motor. Nesta simulação, os autores conseguiram provar um aumento de aproximadamente 8% na potência líquida gerada e de 2,5% na eficiência térmica do motor, resultando assim em uma redução de cerca de 6,5% no consumo de específico de combustível.

Ainda se encontram, na literatura, afirmações de que, na combinação de um *chiller* por absorção, utilizando amônia e água, com um motor Diesel turboalimentado, a energia térmica contida na água de resfriamento do motor é suficiente para acionar um sistema de refrigeração por absorção para resfriar o ar no *intercooler* a níveis convencionais (Salviano; Modesto, 2011). Outro estudo que combinou *chillers* por absorção, usando amônia e água, com motores de combustão interna de pequeno porte, a exemplo de veículos automotivos, foi realizado por McCarthy e Madadnia (2012). Os resultados dessa última pesquisa mostraram ser muitos promissores, pois indicaram aumento no desempenho e na eficiência energética do motor. Estes autores também lembram que os estudos tradicionais em MCIs têm melhorado o seu desempenho, aumentando a carga de ar no motor, principalmente por turboalimentação. Contudo, chamam atenção para o fato de esses estudos tradicionais não levarem em

consideração a recuperação de calor residual remanescente nos gases de exaustão após o turbocompressor.

Desse modo, torna-se interessante, nos casos de veículos automotivos, 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. No citado trabalho de McCarthy e Madadnia (2012), os resultados obtidos mostram que, quanto maior o valor do coeficiente de desempenho (COP) do *chiller* por absorção, maior é a eficiência volumétrica do motor. Por exemplo, diferentes valores de COP foram comparados. Um *chiller* por absorção com COP de 0,55, acoplado a um motor com eficiência volumétrica de 1,0438, potência indicada de 271,4 kW, potência de eixo de 206,4 kW, eficiência mecânica de 76,10% e eficiência total de 26,64%, proporcionou um ganho de potência de 3,86 kW e uma redução no consumo de combustível de 1,46%. Já para um *chiller* por absorção com COP de 0,75 e motor com eficiência volumétrica de 1,0544, potência indicada de 274,1 kW, potência de eixo de 209,1 kW, eficiência mecânica de 76,30%, eficiência total de 26,71%, o ganho de potência foi de 4,56 kW e, com redução no consumo de combustível, foi de 1,72%.

Battista, Cipollone e Gualtieri (2013), após se dedicarem ao desenvolvimento de modelagens abordando o resfriamento em motores, permitindo gerar estratégias de controle, declararam que o resfriamento do ar no *intercooler* não apenas favorece o desempenho energético do motor, mas também auxilia na redução de emissões de poluentes. Nesse estudo, a integração de um resfriador adicional ar/líquido foi considerado, com benefícios no consumo de combustível e nas emissões de poluentes. Segundo os referidos autores, a aplicação de resfriamento no *intercooler* pode se tornar potencialmente benéfico para o desempenho energético e ambiental do motor.

Kadunic, Scherer e Baar (2014) reportam aumento na eficiência energética de cerca de 13%, com redução no consumo específico de combustível de até 10,5%, também com o resfriamento do ar, usando água gelada produzida em um *chiller* por absorção alimentado por calor dos gases de exaustão em um MCI a gasolina turboalimentado.

De forma a analisar a influência da temperatura e da umidade do ar de combustão no desempenho de MCIs, Kahandagamage (2015) analisou o impacto da variação destas condições ambientais entre o dia e a noite para motores Wärtsilä 18V46 a diesel, em uma termelétrica de Puttalam, Sri Lanka. A simples redução de temperatura ambiente em 6°C, mesmo com o acréscimo da umidade relativa em 41%, foram condições

suficientes para aumentar a eficiência do motor em 0,8% e reduzir o consumo específico de combustível em cerca de 1,9%.

No trabalho de Johnson-Cash (2015), e também no de Kapse e Arakerimath (2017), foi estudada a intensificação do resfriamento do ar de combustão no *intercooler* de motores turboalimentados com o propósito de aumentar a massa específica do ar no coletor de admissão, permitindo assim suprir uma maior massa de ar no interior do cilindro e, conseqüentemente, aumentar a potência do motor. Tais pesquisadores concluíram que o resfriamento do ar no *intercooler* constitui uma opção importante para melhorar o desempenho do motor. Contudo, Johnson-Cash (2015) chamou a atenção para a formação de condensado no *intercooler*, o que deve ser evitado para não danificar o motor.

Em outro trabalho, estudou-se os impactos do resfriamento do ar de admissão em motores Diesel veiculares (Cipollone; Battista; Vittorini, 2017), onde se utilizou um *chiller* por compressão para condicionar o ar de admissão, chegando a uma economia de combustível de 6%, bem como uma redução de poluentes em torno de 8%, tudo isso com uma diminuição de 10°C a 20°C na temperatura do ar de admissão do motor.

Chun (2017), a partir de modelagem e simulação, mostrou a viabilidade econômica, dependendo das horas anuais de despacho de uma usina termelétrica, da geração e utilização de água gelada em *chillers* por absorção a partir do calor residual em MCIs Diesel turboalimentados queimando óleo pesado, combinando o resfriamento com a desumidificação do ar antes do compressor e resfriamento para auxiliar os radiadores, com uso também no condicionamento de ar nos ambientes de uma usina termelétrica.

Uma análise termodinâmica do resfriamento do ar de entrada do motor de combustão interna, utilizando um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, foi desenvolvido por Novella e outros (2017). Nesse estudo, os gases de exaustão foram usados como fonte quente para alimentar o *chiller* por absorção, sendo realizadas modelagens teóricas e testes experimentais para avaliar os impactos na eficiência energética e na redução da emissão de poluentes. O modelo termodinâmico (Zero-Dimensional) foi usado para reproduzir o desempenho do motor em função do resfriamento do ar. Para validar os resultados obtidos, foram efetuados ensaios experimentais detalhados com o motor em condições reais de operação, que mostraram que a modelagem teórica desenvolvida foi capaz de indicar uma redução na temperatura do ar em torno de 5°C e um aumento de eficiência energética de cerca de 4%. Os testes

experimentais desse estudo de caso confirmaram esses resultados. Mostraram ainda que a modelagem teórica relativamente simples utilizada, avaliando somente o resfriamento do ar na entrada do motor, foi capaz de avaliar o comportamento do motor, validando experimentalmente os valores teóricos obtidos. Estes autores também observaram reduções nas emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) como consequência direta da diminuição da temperatura do ar na entrada do motor. Porém, as emissões de monóxido de carbono (CO) aumentaram e nenhum efeito foi observado em relação aos hidrocarbonetos não queimados.

Assim, tais relatos indicam grande potencial de viabilidade técnica e econômica da geração de água gelada, a partir de resíduos térmicos de motores de combustão interna, para a melhoria da geração e a redução do custo da energia gerada, além de um aumento na eficiência energética, por meio do condicionamento do ar de admissão.

2.3 SISTEMAS TÉRMICOS PARA O CONDICIONAMENTO DO AR DE ADMISSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O melhoramento adicional do desempenho de MCIs é objeto de estudos teóricos e experimentais de diversos projetos de pesquisa atuais. No caso da integração de *chillers* por absorção ao motor de combustão interna, a água gelada produzida a partir dos gases de exaustão e/ou da água de resfriamento do motor pode, dentre várias alternativas de uso, ser empregada para resfriamento e desumidificação do ar de combustão. Os benefícios do condicionamento do ar de combustão são de difícil estimativa teórica, dependendo da influência causada no desempenho do motor. Por sua vez, uma estimativa exata dessa influência no desempenho do motor necessita de simulações usando modelagens complexas ou medições experimentais diretas.

Existem trabalhos na literatura que descrevem estudos de sistemas de cogeração ou trigeração com motores Diesel e *chillers* por absorção, visando recuperar o calor residual dos gases de exaustão e/ou da água de resfriamento do motor para geração de eletricidade, água gelada para o condicionamento do ar de ambientes e/ou vapor para alimentar os processos industriais (Mostafavi; Agnew, 1996c, 1996d, 1997c; Ryan, 2004; Hilali; Söylemez, 2015), mas não para o condicionamento do ar do motor.

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. Com *chillers* por absorção, aproveita-se o calor residual do próprio motor que seria rejeitado para o ambiente, diretamente ou por meio de trocadores de calor adequados, gerando assim o vapor ou a água quente para acionar os *chillers*. Assim, basicamente, recupera-se parte da energia térmica residual disponível nos gases de exaustão, bem como na água quente do sistema de resfriamento do motor, ou seja, água do resfriamento do *intercooler*, do óleo lubrificante e do bloco do motor.

O resfriamento e desumidificação do ar de combustão admitido no motor pode ser realizado por meio de uma serpentina na tomada de ar atmosférico, isto é, a montante do compressor (*precooler*), ou no *intercooler*, localizado entre o compressor e o coletor de admissão de ar do motor. A determinação da melhor opção, podendo ser também uma combinação entre elas, é uma questão a ser respondida para cada caso específico, como, por exemplo, se para motores automotivos com suas restrições próprias ou para motores estacionários de grande porte a gás natural usados em usinas termelétricas. O resfriamento e desumidificação do ar de combustão antes do compressor exige o uso de água gelada e pode reduzir a potência demandada no compressor, devido à redução no volume específico do ar, e a potência de bombeamento do motor, mas não dispensa o interresfriamento.

Porém, depois da compressão do ar, no *intercooler*, pode-se usar simplesmente água de resfriamento proveniente do radiador, cuja temperatura está limitada à condição ambiente, ou então usar uma água mais fria obtida com um resfriamento adicional em um trocador de calor instalado na saída do radiador, resfriado com água gelada produzida em um *chiller*. Entretanto, quando se permite condensação da umidade do ar no *intercooler*, esse processo precisa ser bem controlado e o condensado formado deve ser adequadamente extraído da corrente de ar, antes de chegar nos cilindros. Por essas razões, o resfriamento e desumidificação do ar de combustão vem sendo estudado em várias pesquisas (Mostafavi; Agnew, 1996a, 1996b, 1997a, 1997b; Agnew; Talbi; Mostafavi, 1999; Talbi; Agnew, 2002; Salviano; Modesto, 2011; McCarthy; Madadnia, 2012; Kadunic; Scherer; Baar, 2014; Johnson-Cash, 2015).

No entanto, um estudo experimental da desumidificação do ar no *intercooler* é muito intrusivo, podendo ser inapropriado para ser realizado em uma planta comercial que

demanda alto nível de disponibilidade e confiabilidade operacional. Todavia, a redução da temperatura e umidade do ar antes do compressor permite resfriamento adicional no *intercooler*, usando a água gelada, mas sempre buscando evitar a condensação da umidade do ar no *intercooler*, o que pode trazer assim muitos ganhos adicionais.

Como mencionado anteriormente, a água gelada produzida em *chillers* por absorção, a partir dos gases de exaustão e/ou da água de resfriamento do motor, além do resfriamento e desumidificação do ar de combustão, pode ser usada para promover um resfriamento adicional da água de resfriamento do motor que retorna dos radiadores, permitindo maior resfriamento no *intercooler*. Quando o suprimento de calor para acionamento do *chiller* por absorção provém da água de resfriamento do motor, sendo que essa água quente escoar primeiro através do *chiller* e depois segue para os radiadores, por si só já leva a uma redução na potência elétrica demandada pelos motores elétricos dos ventiladores dos radiadores, o que já é um benefício.

Quando o suprimento de calor para acionamento do *chiller* por absorção provém dos gases de exaustão, isso pode ser feito de forma direta (Chun, 2017), ou de forma indireta, quando se insere um trocador de calor na tubulação dos gases de exaustão para produzir água quente ou óleo térmico aquecido que, por sua vez, supre calor para o *chiller*. Outra opção de aproveitamento indireto é usando uma caldeira de recuperação de calor para gerar vapor a partir dos gases de exaustão, sendo esse vapor a fonte quente do *chiller* por absorção (Gava; Rodrigues, 2013). Além disso, conforme resultados preliminares de avaliações técnicas e econômicas, pode-se optar por *chillers* de simples ou duplo efeito, com ou sem regeneradores (Chun, 2017).

Assim, a definição da melhor configuração e projeto básico de um sistema térmico para a recuperação de calor residual visando o condicionamento do ar de combustão de um motor alternativo de combustão interna turboalimentado de grande porte, exige vários estudos preliminares que envolvem não só as características técnicas do motor, mas também o conhecimento das condições ambiente no local onde será instalado.

2.4 PROJETO CRATOS

Ao longo do Projeto CRATOS foram produzidos e publicados vários trabalhos em congressos e periódicos, todos acerca dos desafios e da evolução dos estudos sobre a

definição e a implantação de um sistema térmico experimental capaz de condicionar o ar de admissão de um MCI a partir da recuperação do calor residual do próprio motor. Um exemplo foi o estudo de Miotto e outros (2019), demonstrando que os *chillers* por absorção são mais vantajosos do ponto de vista termoeconômico em comparação com os *chillers* por compressão. Miotto e outros (2019) mostraram ainda que, mesmo quando ambos apresentam a mesma eficiência exergética, o COP do *chiller* por compressão sendo mais do que o dobro do que o dos *chillers* por absorção, estes últimos são capazes de produzir água gelada com um desempenho termoeconômico superior, tanto em custo exergético unitário da água gerada ou em emissão específica de CO₂.

Chun e outros (2019) iniciaram o dimensionamento da capacidade térmica do sistema experimental para suprir a demanda de água gelada, tanto em uma serpentina que resfriaria o ar de admissão, quanto em um trocador de calor que ajudaria o radiador a reduzir a temperatura da água de resfriamento do *intercooler*. Mediante este estudo, constataram que um *chiller* por absorção de 431 TR seria capaz de atender o pico máximo das condições climáticas locais da UTE LORM para uma temperatura de bulbo úmido de 13°C na saída da serpentina. Entretanto, ao avaliarem a frequência acumulada da capacidade de resfriamento, verificaram que um *chiller* de 328 TR teria capacidade suficiente para resfriar o ar, nas mesmas condições, em 99% do tempo, sendo que essa redução de aproximadamente 24% na capacidade do *chiller* impactaria significativamente no custo de investimento do sistema térmico.

Além deste estudo inicial da demanda térmica do *chiller*, em Chun e outros (2019) foram também discutidas as alternativas para solucionar uma possível formação de gotículas (*fog*) na saída do ar da serpentina de resfriamento e desumidificação. Uma questão importante, pois estas gotículas podem danificar o rotor do compressor. Com o avançar dos estudos, Miotto e outros (2020) publicaram atualizações sobre o dimensionamento da carga do sistema térmico. Neste estudo, além da determinação das capacidades térmicas de alguns equipamentos componentes do sistema, foi definida a máxima geração de potência pelo motor e calculadas as reduções no consumo específico de combustível e na potência dos motores dos radiadores.

Buscando maior confiabilidade nos resultados, foi utilizado o *software* GT-Power para as simulações do MCI, cuja modelagem foi desenvolvida pelo Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu, do Instituto Mauá de Tecnologia, mostrando a possibilidade de chegar a

uma potência elétrica máxima de 10 MW, quando a demanda térmica máxima do *chiller* seria de 611 TR para as condições climáticas locais mais extremas, considerando uma base de dados históricos climáticos analisados de 2 anos (de fevereiro de 2018 a janeiro de 2020).

Contudo, de forma semelhante ao estudo anterior de Chun e outros (2019), foi também realizada uma análise de frequência acumulada, permitindo chegar a uma demanda total de apenas 550 TR (185 TR na serpentina de resfriamento e desumidificação mais 365 TR no trocador de calor auxiliar ao radiador), que seriam suficientes para atender a demanda térmica em 99,54% do tempo, ou seja, uma redução de cerca de 10%.

Considerando esta capacidade, o mesmo estudo previu uma economia de potência elétrica nos motores elétricos dos radiadores de cerca de 38,18 kW e capacidade térmica do trocador de calor de recuperação térmica dos gases de exaustão de 157 kW, quando a redução no consumo específico de combustível seria de cerca de 0,8%.

Com o intuito de compreender melhor o funcionamento do turbocompressor nestas condições e assegurar que seus limites técnicos de operação não seriam excedidos com o aumento de potência do motor, Chun e outros (2020b) desenvolveram também uma modelagem fora do ponto de projeto para um turbocompressor similar ao que compõe o MCI objeto do Projeto CRATOS. Apesar das simplificações empregadas na modelagem, pode-se considerar que foram bem sucedidas, demonstrando que as condições operacionais do turbocompressor estariam dentro dos limites aceitáveis.

Ainda com o propósito de garantir a segurança operacional do motor em condições de repotenciação, mas também buscando entender melhor o comportamento de seus subsistemas, Campbel e outros (2020) realizaram outras simulações exaustivas no citado *software* GT-Power, quando variou-se os valores de temperatura do ar de admissão (de 9,5°C a 15,5°C), a BMEP (de 20 bar a 23,45 bar, equivalentes a 8,5 e 10 MW de potência elétrica) e a menor diferença de temperatura entre os lados quente e frio no CAC (de 2°C a 8°C), além de fixar a pressão em 1 bar e umidade relativa em 100%, para o ar da combustão após a serpentina de resfriamento e desumidificação. Os resultados mostraram que, com a temperatura do ar inferior a 13,8°C, seriam mantidos os limites de segurança do MCI, levando a potência elétrica de 8,5 a 10 MW.

Devido a restrições financeiras, como consequência da rápida desvalorização do real nos primeiros 18 meses do Projeto CRATOS, o sistema térmico que já estava definido pela equipe do Projeto, conforme apresentado em Chun e outros (2019) e Miotto e outros (2020), precisou ser alterado. Paula e outros (2020) mostraram o estudo feito para redefinir a melhor alternativa de redução de custos de investimento, visando fazer o novo sistema térmico experimental caber dentro do orçamento inicial.

Conforme mostrado em Paula e outros (2020), tendo em vista que o *chiller* por absorção era o componente do sistema térmico com o custo de investimento mais elevado, ele foi o principal alvo das alterações. Porém, por estar interligado a todos os demais componentes do sistema térmico, houve a necessidade de outras alterações. A principal mudança no arranjo foi que o trocador de calor auxiliar do radiador deixou de ser alimentado pela água gelada do *chiller* e passou a ser resfriado pela torre de resfriamento, a mesma que seria utilizada apenas para o resfriamento do *chiller*, o que será detalhado na seção 3.2.

Desta forma, o *chiller* passou a ter a capacidade para alimentar apenas a serpentina de resfriamento e desumidificação do ar de admissão do motor, 185 TR, o suficiente para atender a demanda térmica em 98,72% (Miotto *et al.*, 2020). Na Tabela 2.1 são apresentadas as diferenças entre ambos os sistemas, o inicial e o alternativo. Vale ressaltar que estas alterações proporcionaram uma economia estimada em cerca de US\$ 316.793,27 e, por conseguinte, uma significativa melhora nos indicadores de viabilidade econômica, considerando todos os indicadores de viabilidade analisados. É claro que tudo isto também reduziria a confiabilidade no resfriamento do CAC que no sistema anterior teria água gelada para auxiliar no resfriamento do radiador e passou a depender das condições da água oriunda da torre de resfriamento.

Com a finalidade de refinar os estudos sobre o resfriamento do CAC e gerar mais subsídios para os projetos da torre de resfriamento, do trocador de calor auxiliar do radiador, do trocador de calor de recuperação térmica dos gases de exaustão e da serpentina de resfriamento e desumidificação, Chun e outros (2021) e Zimerer e outros (2021) desenvolveram modelagens dentro e fora dos pontos de projeto previstos para os equipamentos que compõem o sistema térmico experimental. Entretanto, foram Miotto e outros (2022) que definiram as novas especificações finais destes equipamentos, que são também componentes do sistema térmico objetivado pelo Projeto CRATOS. Além disto, compararam os resultados do sistema térmico inicialmente

proposto com o alternativo e tiveram que confirmar a viabilidade econômica com um novo estudo.

Tabela 2.1 – Comparação do dimensionamento dos equipamentos entre os sistemas

Dimensionamento do equipamento	Sistema térmico inicial	Sistema térmico alternativo
Capacidade térmica do <i>chiller</i> (TR)	550	185
Capacidade térmica da torre de resfriamento (TR)	1.287	812
Fluxo de calor do trocador de calor auxiliar (kW)	1.276,62	1.276,62
Fluxo de calor do trocador de calor de recuperação (kW)	2763	928,45
Área do trocador de calor auxiliar (m ²)	43	220
Área do trocador de calor de recuperação (m ²)	243	85
Área da serpentina (m ²)	856	856

Fonte: Paula e outros (2020).

Nota: Adaptado pelo autor.

Por fim, visando resumir todos os estudos anteriores, Fonseca e outros (2022) buscaram apresentar os procedimentos e os resultados obtidos no decorrer de todo o projeto, até aquele momento, desde o dimensionamento inicial de carga térmica do *chiller*, até a viabilidade econômica esperada para o projeto com os equipamentos já tendo sido adquiridos àquela altura, lembrando das preocupações com o *fog*, das simulações no GT-Power, da comparação entre o sistema térmico inicial e o sistema alternativo e, finalmente, das especificações dos parâmetros de projeto dos equipamentos.

3 PROJETO E IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO

Como visto na seção anterior, vários estudos foram feitos para se chegar na melhor configuração do sistema térmico a ser implantado na Unidade Geradora 01 da UTE LORM. Em sua dissertação, Chun (2020a) mostrou que a melhor rota tecnológica de recuperação de calor para condicionamento de ar, viável economicamente, para quando se almeja aplicar em um único motor, é a de *chiller* por absorção de simples efeito a água quente, além de também indicar que um único MCI tem calor residual muito mais do que o suficiente para o condicionamento do ar de combustão deste único motor. Usando dados de catálogos de fabricantes, vários arranjos e tecnologias de *chillers* por absorção e por compressão acionados por sistemas de potência de ORC foram analisados em Rocha (2022), o qual confirmou que, dependendo das configurações e do arranjo adotado, e desde que a viabilidade econômica seja comprovada (o que não foi objeto do referido trabalho de conclusão de curso), a rota com *chiller* por absorção pode, aproveitando todo o calor residual de um motor, gerar água gelada suficiente para condicionar o ar de 7 a 13 motores da UTE LORM.

Já a dissertação de Miotto (2021) mostrou o desenvolvimento da configuração e o projeto conceitual do sistema térmico instalado, desde o dimensionamento da capacidade de cada um dos seus subsistemas até as simulações de operação dos mesmos subsistemas fora do ponto de projeto. Além disso, realizou um estudo de viabilidade econômica preliminar, comparando a configuração proposta inicialmente com a que foi definida depois, em função das restrições orçamentárias devido à alta desvalorização do Real, entre o início do Projeto CRATOS (janeiro de 2019) e o mês inicialmente previsto para a compra dos primeiros equipamentos e contratação dos serviços de engenharia (julho de 2020). O autor também demonstrou que, com a configuração inicial prevista, o *chiller* por absorção teria que ter uma capacidade de 550 TR, capacidade esta que foi reduzida para 185 TR na reestruturação do Projeto CRATOS, em julho de 2020. Esta dissertação já apontava viabilidade econômica para as duas configurações, com *payback* de 27 e 15 meses, respectivamente, o que veio a ser confirmada em todas as publicações que atualizaram os estudos de viabilidade econômica da configuração instalada, desde Paula e outros (2020) até Fonseca e outros (2022), sendo que esta última previa *payback* entre 10 e 26 meses.

Inicialmente, nesta seção, é feita uma breve descrição das características do motor de combustão interna, no qual o sistema térmico experimental foi acoplando, bem como da UTE LORM e de seus sistemas auxiliares. Posteriormente, é discutida a definição da configuração do sistema térmico, as etapas do projeto e a sua instalação. Por último, são detalhados os custos de implantação do sistema.

3.1 UNIDADE GERADORA E SEUS SISTEMAS AUXILIARES

O motor de combustão interna objeto de estudo no Projeto CRATOS é a unidade geradora número 01 (UG-01), que é uma das 24 unidades geradoras estacionárias da UTE LORM. A usina está conectada ao Sistema Integrado Nacional e dispõe de uma capacidade total instalada de 205 MW. Opera desde 2011 e está localizada no município de Linhares, litoral do Estado do Espírito Santo, na região Sudeste do Brasil. Na Figura 3.1 é mostrada uma imagem aérea da UTE LORM.

Figura 3.1 – Imagem aérea da Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo

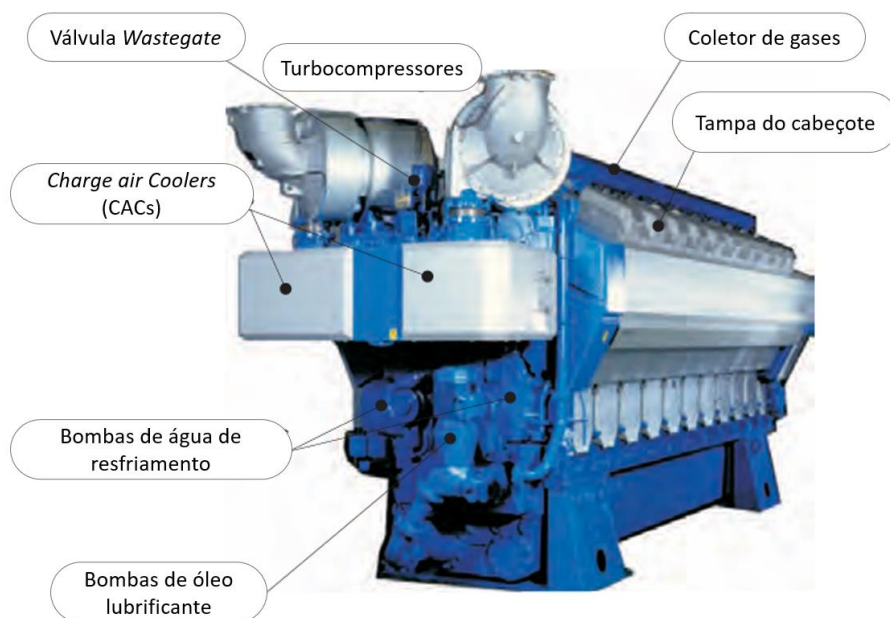


Fonte: Linhares Geração (2024).

Cada unidade geradora da usina gera 8.545 kW de potência elétrica, nas condições *onsite*, e é equipada com um motor alternativo de combustão interna, modelo Wäertsilä 20V34SG, de quatro tempos, com ignição por centelha, turboalimentado, a gás natural, além de um gerador elétrico trifásico, síncrono, modelo Cummins AvK DIG

167g/10, de 10.549 kVA. A Figura 3.2 representa este motor e alguns de seus componentes.

Figura 3.2 – Motor Wärtsilä 20V34SG



Fonte: Wärtsilä (2008).

Nota: Adaptado pelo autor.

Além disso, cada uma das unidades geradoras é composta por diversos subsistemas que garantem uma operação confiável e eficiente. No entanto, aqui, são abordados apenas os sistemas auxiliares que têm relevância no estudo do condicionamento do ar de combustão, a saber, o sistema da água de resfriamento do motor, o sistema de admissão de ar para a combustão e o sistema de exaustão dos gases de combustão.

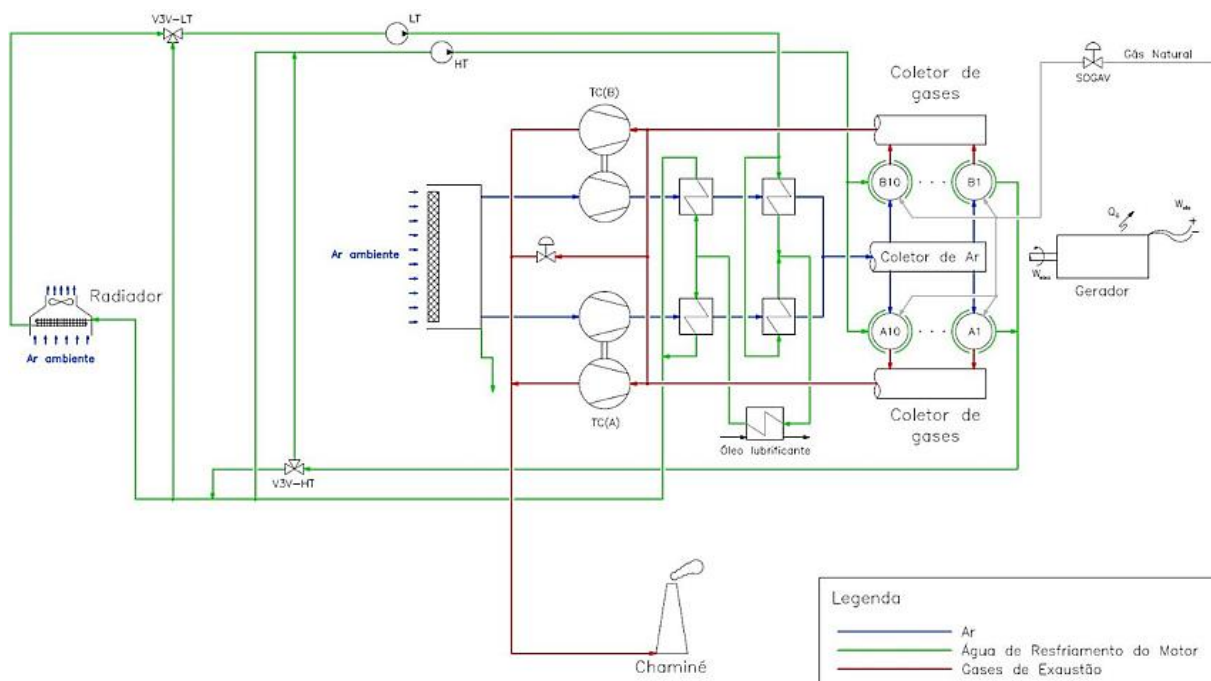
3.1.1 Sistema de Resfriamento

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que precisam de sistemas eficientes de resfriamento para dissipar a grande quantidade de calor gerado durante sua operação, e no caso de motores turboalimentados que possuam *intercoolers*, ainda há a necessidade de resfriamento do ar de admissão turboalimentado.

O sistema de resfriamento do motor da UG-01 é composto pelo circuito de água de baixa temperatura (LT, sigla em inglês para *low temperature*) e pelo circuito de água de alta temperatura (HT, sigla em inglês para *high temperature*). Estes circuitos são

responsáveis por dissipar o calor dos componentes internos do motor e rejeitá-lo para o ar atmosférico por meio do radiador. Uma representação esquemática da UG-01 é ilustrada na Figura 3.3, na qual é possível visualizar os seus sistemas auxiliares, inclusive os circuitos de água LT e HT do sistema de resfriamento e o radiador.

Figura 3.3 – Representação de uma unidade geradora e seus sistemas auxiliares



Fonte: Chun e outros (2019).

O circuito de água LT atende ao resfriamento do óleo lubrificante e aos dois estágios dos resfriadores do ar de admissão (CACs). O circuito de água HT realiza o resfriamento do bloco do motor, incluindo as camisas dos 20 cilindros (10 cilindros na bancada A e outros 10 na bancada B) e os cabeçotes. Como pode ser observado na Figura 3.3, ambos os circuitos se juntam em determinados pontos do sistema onde ocorre a mistura dos fluidos, o que promove a troca térmica entre eles. Em cada um dos circuitos há uma bomba responsável pela circulação da água e uma válvula de três vias para o controle da vazão de fluido que será misturada e, conseqüentemente, trocará calor. A válvula de três vias do circuito HT (V3V-HT) tem o objetivo de manter a recirculação da água nos componentes internos do motor a uma temperatura estável e superior à do circuito LT. Trata-se de válvulas termostáticas que, caso a temperatura da água supere o valor de controle parametrizado, de cerca de 85°C (Wärtsilä, 2008),

a V3V-HT abrirá, desviando e misturando os fluidos, ou seja, reduzindo a temperatura da água HT e aumentando a temperatura da água LT.

A válvula de três vias do circuito LT (V3V-LT) funciona de modo semelhante, pois, após receber a carga térmica dos componentes internos do motor, incluindo a do circuito HT, ela precisa controlar a quantidade de água que será resfriada pelo radiador e a que recirculará no próprio circuito LT. Entretanto, o seu parâmetro de controle é a diferença de 2°C entre as temperaturas de saída da água na V3V-LT, ou seja, na entrada do CAC, e a de saída da água no radiador. Todo o calor dos dois circuitos de água de resfriamento é rejeitado no radiador, usando 14 ventiladores acionados por motores elétricos, divididos em dois conjuntos iguais, e ficam localizados na parte superior da *powerhouse*, acima de cada unidade geradora correspondente. Porém, há um limite para o resfriamento da água, pois temperaturas muito baixas no CAC podem atingir a temperatura de orvalho do ar e ocasionar a condensação do vapor de água presente no ar ambiente. Com base nisso, pode-se afirmar que a função da V3V-LT é evitar que a água de resfriamento entre no CAC com temperaturas muito baixas.

O sistema de controle instalado na UTE LORM tem um controlador proporcional, integral e derivativo (PID), que ajusta a porcentagem de abertura da V3V-LT baseado nas temperaturas da água para atingir a diferença de 2°C mencionados anteriormente. Outro controlador PID realiza o controle da frequência dos motores elétricos que acionam os ventiladores dos radiadores do sistema de resfriamento. Basicamente, a lógica de controle estima uma temperatura de orvalho no coletor de admissão e a utiliza como variável de controle. Esta temperatura de orvalho é estimada a partir da umidade absoluta do ar ambiente, da temperatura da água na entrada do CAC e da temperatura e pressão no coletor de ar de admissão. Resumindo, em relação a esta temperatura de orvalho estimada, a temperatura do ar no coletor de admissão será ajustada para alcançar 2°C acima, a temperatura da água na entrada do CAC de 2°C abaixo, e a temperatura da água na saída dos radiadores de 4°C abaixo.

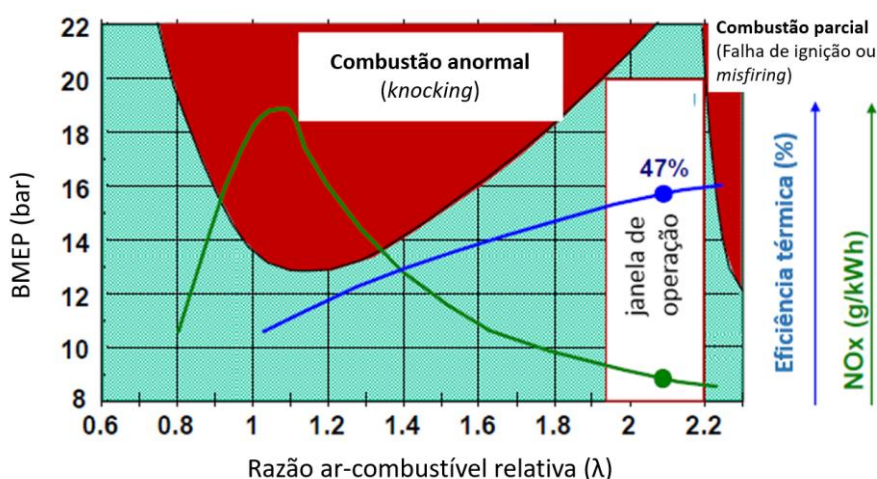
3.1.2 Sistema de Admissão do Ar

O sistema de admissão é basicamente composto pelo filtro de ar, pelos turbocompressores, pelos CACs e pelo coletor de ar de admissão dos cilindros do motor. Destes componentes, dois são compartilhados com dois sistemas auxiliares, que são os

turbocompressores, com o sistema de exaustão, e os CACs, com o sistema de resfriamento. O ar é succionado do ambiente externo pelos turbocompressores, passando, primeiramente, por um conjunto de filtros de ar, antes de ser comprimido, para evitar que haja quaisquer danos ao sistema de admissão pela entrada indesejada de partículas estranhas. A potência requerida para a compressão do ar é fornecida pelo fluxo de gases de exaustão que acionam as turbinas dos turbocompressores, estas que são diretamente dependentes das condições de operação do motor. Além do aumento da pressão, de aproximadamente 3,5 bar (Wärtsilä, 2008), a compressão aumenta a temperatura do ar, que pode atingir valores próximos de 200°C. Contudo, uma vez que este aumento de temperatura não é desejado, então, antes de chegar ao coletor de admissão, há a necessidade de resfriamento nos CACs, para reduzir a temperatura até 2°C acima da temperatura de orvalho estimada. Ao chegar no coletor de admissão, o ar é distribuído para cada um dos 20 cilindros do motor, 10 do banco A e 10 do banco B.

A razão ar-combustível tem papel fundamental no desempenho do motor. Como se pode observar na Figura 3.4, para uma operação segura e eficiente, existem relações entre a BMEP e a razão ar-combustível (fator λ) que devem ser observadas.

Figura 3.4 – Faixa de operação ideal do motor em função da BMEP e da razão ar-combustível



Fonte: Petrassi (2012).

Nota: Adaptado pelo autor.

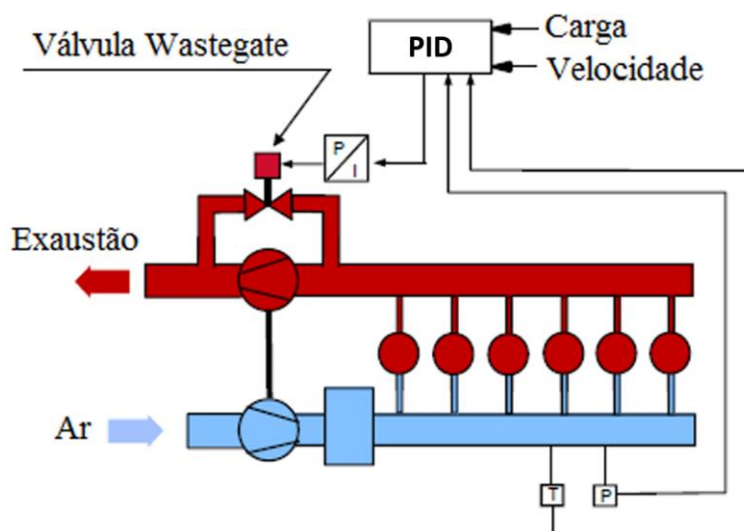
Uma mistura mais próxima da estequiométrica ($\lambda = 1$) tende a aumentar a ocorrência de *knocking* e elevar as emissões de NO_x. Em contrapartida, em uma mistura mais

pobre, com uma razão ar-combustível mais alta (λ acima de 2,2), o risco de falhas na ignição, conhecidas como *misfiring*, é também acentuado. Portanto, busca-se utilizar uma razão ar-combustível com λ próximo de 2 para otimizar o desempenho do MCI.

3.1.3 Sistema de Exaustão dos Gases

Os principais componentes do sistema de exaustão são os turbocompressores e a válvula *wastegate*, além dos coletores de gases. Os gases de exaustão saem dos cilindros do motor para os coletores de gases e são direcionados para as duas turbinas dos respectivos turbocompressores, onde sofrem a expansão, fornecendo potência para acionar os respectivos compressores. Após esta expansão, são conduzidos para a chaminé por meio de dutos dotados de dispositivos de segurança, os quais previnem danos graves ao sistema, ocasionados por eventuais pressões excessivas. Visto que a mistura ar-combustível possui grande influência no desempenho do motor, uma válvula *wastegate* instalada no duto de escape, em paralelo com os turbocompressores, é utilizada para ajustar esta mistura. A Figura 3.5 representa um esquema que mostra a posição desta válvula no sistema de exaustão dos gases.

Figura 3.5 – Representação da válvula *wastegate* e seu sistema de controle



Fonte: Petrassi (2012).

A atuação da válvula *wastegate* afeta a eficiência do turbocompressor, controlando, portanto, a pressão do ar no coletor de admissão e, ao ajustar essa pressão em

conjunto com a pressão do gás natural, otimiza a relação ar-combustível em cada cilindro. Para isso, ela é acionada por um controlador PID, associado ao sistema de controle do MCI, que regula o desvio ou o direcionamento do fluxo dos gases de exaustão para as turbinas, variando assim a velocidade de rotação do compressor e, consequentemente, a quantidade de massa de ar induzida no coletor. O controlador atua comparando a pressão medida no coletor de admissão com uma pressão de referência neste mesmo ponto, que depende da velocidade e da carga do motor.

Vale ressaltar que há dois fatores limitantes para o aumento de potência do motor. O primeiro é a pressão interna média máxima nos cilindros, inicialmente considerada de 186 bar durante o desenvolvimento do projeto. No entanto, após uma nova consulta às documentações técnicas do motor durante os testes experimentais, verificou-se que a pressão máxima recomendada seria de 174 bar (Jansson, 2010). O segundo fator é a necessidade de manter a válvula *wastegate* sempre aberta, pois, caso seja completamente fechada, não haverá mais o controle da mistura ar-combustível. Portanto, ambos os parâmetros devem ser rigorosamente monitorados como condições para a operação segura do motor.

3.2 DEFINIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO

Em princípio, o melhor sistema térmico a ser implantado precisaria ser revelado pelos resultados das simulações a partir de modelagens adequadas. Contudo, conforme estipulado para o Projeto CRATOS, dever-se-ia implantar um sistema baseado em *chiller* por absorção com o mínimo de intrusão no motor de combustão interna e no seu sistema de controle. Logo, o sistema térmico experimental necessitaria ter a menor intervenção possível na operação do sistema já existente do motor, permitindo poder avaliar o desempenho com e sem o sistema térmico. Assim, seria evitada a inclusão de perdas de carga adicional, tanto no sistema de resfriamento como no de exaustão do MCI, uma vez que o objetivo principal do projeto era uma avaliação experimental da influência do condicionamento do ar de combustão no desempenho de um dos 24 motores, utilizando água gelada produzida em um *chiller* por absorção.

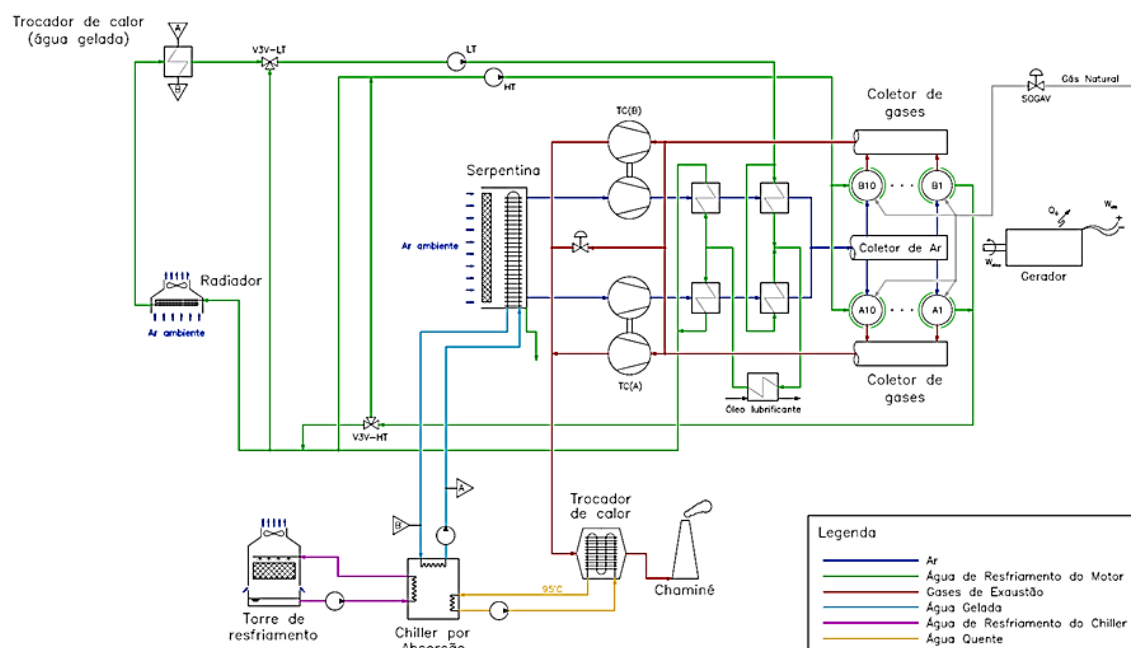
Como citado no início desta seção, Chun (2020a) já havia definido que *chiller* por absorção de LiBr-H₂O de simples efeito, acionado por água quente, seria a melhor alternativa do ponto de vista técnico e econômico. Em seguida, diversas configurações de

sistemas térmicos foram estudadas e, para todas elas, a água gelada produzida seria destinada, basicamente, para uma serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD) do ar ambiente a ser suprido para a combustão nos cilindros do motor, sendo essa serpentina instalada junto ao filtro de ar. Assim, seria possível, após a passagem pelo turbocompressor e o CAC, chegar ao coletor de ar de admissão com uma temperatura menor, devido à diminuição da temperatura de orvalho, para não ocorrer a condensação da umidade do ar no CAC. Para isso, era também necessário um trocador de calor auxiliar (TCA) para o resfriamento complementar e adicional da água que sai do radiador, antes de ser destinada para o resfriamento do ar no CAC.

Para alimentar o *chiller*, a água quente proveniente do sistema de resfriamento do motor, que vai para o radiador, foi uma opção considerada. Contudo, a sua temperatura é baixa (cerca de 74°C), para os padrões de funcionamento de diversos *chillers* comerciais disponíveis no mercado, em torno de 95°C (Rocha, 2022), e, para que não ocorresse *derating* no *chiller*, esta água deveria ser reaquecida usando o calor dos gases de exaustão. Porém, na saída do *chiller* por absorção, a temperatura da água ainda estaria muito alta, aumentando assim a carga térmica para ser dissipada nos radiadores, que já trabalham no limite. Nessa situação, seria necessário usar um *chiller* por absorção especial (simples efeito *double lift*), o que permitiria grandes reduções da temperatura de saída da água quente utilizada como fonte de calor (LG, 2017), saindo por volta de 55°C. Entretanto, uma vez que a energia térmica disponível nos gases de exaustão é abundante, com temperaturas próximas de 400°C, optou-se por um trocador de calor de recuperação (TCR) do calor desses gases, a fim de produzir a água quente para o *chiller* por absorção. Esta escolha foi aparentemente a menos impactante, pois não aumentaria a perda de carga no sistema de resfriamento do motor e, conseqüentemente, evitaria a necessidade do uso de bombas *booster* auxiliares para compensar as perdas de carga adicionais. Além disso, esta opção parecia ser mais simples e de mais fácil controle. Assim, para vencer a perda de carga no circuito entre o *chiller* e o TCR, haveria apenas uma bomba de água quente (BAQ).

Inicialmente, uma torre de resfriamento úmida (TR) foi planejada para resfriar apenas o *chiller* por absorção. Desta forma, um *chiller* seria capaz de atender tanto a SRD como o TCA com água gelada. O sistema também possuiria uma bomba de água gelada (BAG) e uma outra para circular a água da torre de resfriamento (BAC). O esquema do sistema térmico inicialmente proposto pode ser observado na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Esquema do sistema térmico inicialmente proposto para ser acoplado à unidade geradora



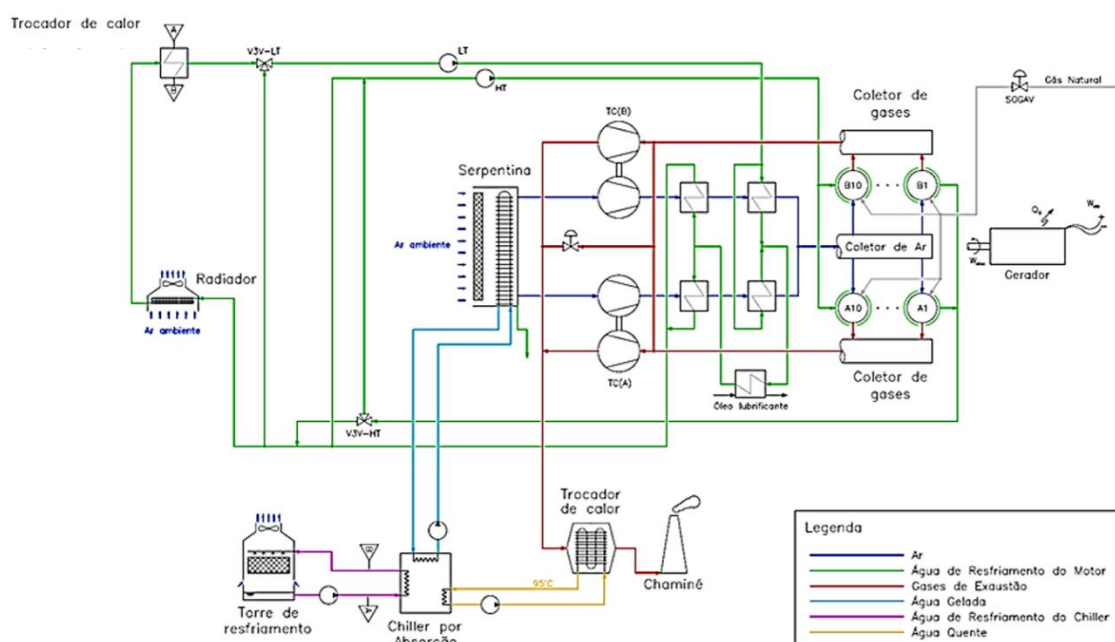
Fonte: Chun e outros (2019).

Devido à necessidade de redução dos custos do projeto, a opção mais viável foi atender o TCA com água da torre de resfriamento e apenas a SRD com água gelada. Assim, ao invés de um *chiller* por absorção com capacidade de 550 TR, um equipamento com 185 TR atenderia suficientemente a demanda térmica, reduzindo assim os custos com a aquisição do *chiller*, o equipamento com maior custo de investimento do sistema. Na configuração do sistema térmico alternativo, como mostrada na Figura 3.7, seria usada a água proveniente da TR, com uma temperatura estimada de aproximadamente 30°C, ao invés de água gelada produzida no *chiller*, a cerca de 7°C, para o resfriamento adicional da água de resfriamento do motor na saída do radiador, isto é, no TCA. Entretanto, como a temperatura da água proveniente da TR depende da condição ambiente, não havia garantia de que o TCA seria capaz de resfriar suficientemente a água que vai para o CAC, o que impediria que o motor atingisse os ganhos esperados.

Com os parâmetros básicos obtidos por Miotto (2021), foi contratada a engenharia básica e, depois, especificados os principais equipamentos componentes do sistema térmico experimental: o *chiller* por absorção, o trocador de calor de recuperação (TCR), a serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD), o trocador de calor

auxiliar (TCA) e a torre de resfriamento (TR). Estas especificações foram a base para as propostas técnicas e comerciais de aquisição dos equipamentos junto aos fabricantes.

Figura 3.7 – Esquema do sistema térmico alternativo acoplado à unidade geradora



Fonte: Chun e outros (2019).

Nota: Adaptado pelo autor.

3.2.1 Chiller por Absorção

O *chiller* por absorção de simples efeito, apesar de ter vários componentes, a modelagem para a sua especificação foi realizada com base em dados de catálogo de fabricante comercial, considerando o *chiller* como um único equipamento térmico (Broad U.S.A, 2017). Na Tabela 3.1 constam os parâmetros para a sua especificação técnica.

Resumidamente, no sistema térmico alternativo, o *chiller* produz água gelada no evaporador para atender a SRD, recebe água quente do TCR no seu gerador e tem o absorvedor e o condensador resfriados pela água de resfriamento da TR.

Tabela 3.1 – Parâmetros de projeto para especificação do *chiller* por absorção

Parâmetros de projeto	Especificação
Coeficiente de performance	0,76
Temperatura de entrada da água quente no <i>chiller</i> (°C)	98
Temperatura de saída da água quente no <i>chiller</i> (°C)	88
Vazão no circuito de água quente (kg/s)	22
Temperatura de entrada da água gelada no <i>chiller</i> (°C)	12,6
Temperatura de saída da água gelada no <i>chiller</i> (°C)	7
Vazão no circuito de água gelada (kg/s)	28
Temperatura de entrada da água de resfriamento no <i>chiller</i> (°C)	30
Temperatura de saída da água de resfriamento no <i>chiller</i> (°C)	35,56

Fonte: Miotto (2021).

3.2.2 Trocador de Calor de Recuperação (TCR)

O trocador de calor para recuperação de energia térmica dos gases de exaustão do motor, no sistema térmico alternativo, destinou-se à produção de água quente para acionamento do *chiller* por absorção de simples efeito e capacidade de 185 TR. O TCR foi especificado como trocador de calor do tipo compacto, onde o fluido interno aos tubos (lado frio) seria a água e o fluido externo (lado quente) seriam os gases de combustão exaustos pelo MCI. A modelagem do trocador de calor foi realizada, principalmente, com base nos trabalhos de Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) e Kays e London (1984). Os dados de projeto para o TCR encontram-se na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros de projeto para especificação do TCR

Parâmetros de projeto	Especificação
Temperatura da entrada da água quente (°C)	88
Temperatura de saída da água quente (°C)	98
Vazão da água quente (kg/s)	22
Temperatura de entrada dos gases de exaustão (°C)	390
Temperatura de saída dos gases de exaustão (°C)	241
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	4,157
Perda de carga máxima dos gases de exaustão (kPa)	0,9306
Capacidade de troca térmica (kW)	929

Fonte: Miotto (2021).

Foi ainda verificado que seria necessário realizar um desvio (*by-pass*) na tubulação de exaustão dos gases de combustão do motor, a montante da chaminé, para a

instalação do TCR, ao invés de inseri-lo diretamente na tubulação principal. Isso se deve ao fato de que menos de 25% da vazão total dos gases exauridos pelo MCI seriam suficientes para garantir o pleno funcionamento do TCR, além de contribuir para a redução das perdas de carga que seriam geradas pela inserção direta do TCR.

3.2.3 Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD)

Tendo o ar escoando como fluido quente no lado externo aos tubos da serpentina, e a água gelada como fluido frio no lado interno, o trocador de calor do tipo serpentina tem a função de resfriar e desumidificar o ar de combustão antes do turbocompressor do MCI, atuando também como um *precooler*. Com isso, o compressor consegue fornecer mais ar para a combustão, aumentando a eficiência volumétrica e, logo, o potencial de geração de potência do MCI. No entanto, o principal benefício está na desumidificação, pois o processo de resfriamento do ar realizado pela SRD, ao atingir temperaturas abaixo do ponto de orvalho, promove a remoção de umidade, permitindo assim que o ar seja adequadamente resfriado no CAC, após o turbocompressor, reduzindo a temperatura de orvalho e evitando condensado no coletor de admissão. A Tabela 3.3 apresenta os parâmetros de projeto para especificação da SRD. As modelagens do equipamento foram baseadas nos trabalhos de Stoecker (1989) e Mansour e Hassab (2012). Contudo, foram as simulações e os estudos apresentados por Campbell e outros (2020) que permitiram estabelecer os limites das temperaturas de resfriamento do ar de admissão sem comprometer as restrições operacionais do motor.

Tabela 3.3 – Parâmetros de projeto para especificação da SRD

Parâmetros de projeto	Especificação
Temperatura de entrada da água gelada (°C)	7
Temperatura de saída da água gelada (°C)	12,6
Vazão do circuito da água gelada (kg/s)	28
Temperatura de bulbo seco de entrada do ar (°C)	31,1
Umidade relativa do ar na entrada da SRD (%)	78%
Temperatura de bulbo seco de saída do ar (°C)	12,5
Umidade relativa do ar na saída da SRD (%)	100%
Vazão do ar (kg/s)	16,03

Fonte: Miotto (2021).

A SRD é conectada ao *chiller* por absorção por meio do circuito de água gelada, e instalada junto ao filtro na tomada de ar do motor. Nas modelagens, considerou-se que a SRD deveria ter dimensões compatíveis com a casa de filtros existente e não poderia gerar uma perda de carga significativa na sucção de ar do MCI, uma vez que, após sua instalação, a SRD se tornaria uma perda de carga adicional permanente.

3.2.4 Trocador de Calor Auxiliar (TCA)

O trocador de calor auxiliar do radiador, no sistema térmico alternativo, usa água proveniente da TR para o resfriamento adicional da água que vai para o motor. Assim, a água de resfriamento do motor, saindo do radiador, é desviada para o TCA e só depois encaminhada ao motor. A princípio, o TCA foi modelado como um trocador de calor tipo casco e tubo, com o fluido quente (água de resfriamento do motor) escoando no lado casco, por ser uma água mais limpa, e o fluido frio (água da torre de resfriamento) escoaria no lado tubo, para facilitar o processo de limpeza. Entretanto, como será visto na seção 3.3.1, durante a fase de desenvolvimento da engenharia básica do projeto, foi redefinido o tipo do trocador de calor para o tipo placas. Contudo, os resultados da modelagem do TCA realizada por Miotto (2021), baseada no trabalho de Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), foram muito úteis após essa redefinição, uma vez que a demanda térmica e as propriedades dos fluidos envolvidos no processo já haviam sido determinadas. Na Tabela 3.4 são apresentados os parâmetros de projeto do TCA.

Tabela 3.4 – Parâmetros de projeto para especificação do TCA

Parâmetros de projeto	Especificação
Temperatura de entrada da água de resfriamento do motor (°C)	48,09
Temperatura de saída da água de resfriamento do motor (°C)	31,55
Vazão da água de resfriamento do motor (kg/s)	22,91
Temperatura de entrada da água de resfriamento da TR (°C)	30
Temperatura de saída da água de resfriamento da TR (°C)	35,56
Vazão da água de resfriamento da TR (kg/s)	68,37

Fonte: Miotto (2021).

O TCA foi inserido no sistema de resfriamento do motor, especificamente entre a saída do radiador e a válvula de três vias no circuito de água LT, como detalhado na seção 3.1.1. A água de resfriamento do motor que deixa o radiador, caso necessário, sofreria

um resfriamento adicional no TCA, para se atingir uma temperatura da água de resfriamento do motor, na entrada do CAC, 2°C inferiores à temperatura de orvalho do ar no coletor de admissão, permitindo assim alcançar a diminuição desejada da temperatura do ar de admissão. Além disso, caso houvesse capacidade excedente e fosse vantajoso, o TCA poderia ser usado para aliviar a carga térmica do radiador, reduzindo a demanda elétrica dos motores dos ventiladores.

3.2.5 Torre de Resfriamento Úmida (TR)

A torre de resfriamento, no sistema térmico alternativo instalado, destinou-se ao resfriamento do *chiller* por absorção e da água de resfriamento do motor na saída do radiador, no TCA. O projeto previu uma torre de resfriamento de água do tipo contracorrente com tiragem mecânica induzida. A modelagem da TR foi baseada em Stoecker (1989) e a Tabela 3.5 apresenta seus principais parâmetros de projeto.

Tabela 3.5 – Parâmetros de projeto para especificação da TR

Parâmetros de projeto	Especificação
Temperatura de bulbo úmido (°C)	27,8
<i>Approach</i> (°C)	3
<i>Range</i> (°C)	5,56
Vazão de água (m³/h)	529
Razão das vazões de água e ar	1
Vazão de ar (kg/s)	146,95
NTU calculado	1,19

Fonte: Miotto (2021).

Na proposta do sistema térmico alternativo, as vazões, tanto da água quanto do ar na TR, seriam mantidas constantes, sem prever a aquisição de inversores de frequência para os motores da bomba do circuito de água de resfriamento e do ventilador da torre. O ajuste da vazão de água de resfriamento entre o *chiller* e o TCA seria realizado por meio do estrangulamento de válvulas instaladas a montante de cada equipamento.

3.3 PROJETO DO SISTEMA TÉRMICO

Esta seção ater-se-á à apresentação das principais atribuições e alterações relacionadas à engenharia básica e à engenharia detalhada durante o desenvolvimento do sistema térmico proposto pelo Projeto CRATOS. Ainda que essas etapas tenham sido longas e complexas, demandando muitas reuniões e discussões entre as equipes, foram fundamentais para a concepção e a implantação do sistema. A engenharia básica estabeleceu os requisitos funcionais, o dimensionamento preliminar e as especificações iniciais dos equipamentos, enquanto a engenharia detalhada refinou esses conceitos, fornecendo dados mais precisos, desenhos técnicos completos, listas de materiais e as soluções específicas para a instalação do sistema. Juntas, essas fases garantiram a completa implementação do sistema térmico.

3.3.1 Engenharia Básica do Sistema Térmico

A engenharia básica teve início com o desenvolvimento e a definição das configurações do sistema térmico. Baseou-se no pré-dimensionamento dos principais componentes e nas modelagens, tanto dentro quanto fora dos pontos de projeto para seus dimensionamentos, considerando os dados climáticos, isto é, o estado termodinâmico do ar atmosférico, e que o MCI estudado pudesse alcançar uma potência de 10 MW. Então, com essas informações e premissas, foi possível elaborar preliminarmente as especificações dos equipamentos do sistema térmico, incluindo uma descrição deste sistema e seu funcionamento acoplado ao motor, o que gerou conhecimentos úteis, mesmo que preliminares, para a concepção do sistema de medição (instrumentação e aquisição de dados) e controle do sistema térmico.

Entretanto, como mencionado na seção anterior, as alterações para a reestruturação do projeto, em função das restrições orçamentárias, trouxeram preocupações com o resfriamento da água proveniente do radiador e, conseqüentemente, no resfriamento do ar de combustão no CAC, pois a temperatura da água na sua entrada passou a ser limitada pelo desempenho da torre de resfriamento, ou, seja, pela temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Assim, foi necessário refazer o pré-dimensionamento dos componentes do sistema térmico “alternativo” a ser instalado em relação àquele estimado inicialmente.

O escopo da engenharia básica foi então definido como simplesmente analisar e consolidar o sistema térmico alternativo, gerar especificações técnicas revisadas para imediato início do processo de aquisição dos principais equipamentos e contratação de serviços, como engenharia detalhada (projeto executivo), montagens/instalações e comissionamentos. A empresa escolhida para a elaboração da engenharia básica do sistema térmico alternativo foi contratada, sendo uma de suas primeiras contribuições a própria revisão da engenharia básica do sistema térmico. Assim, as alterações sugeridas foram analisadas e algumas delas adotadas.

Após a realização de dois testes de variação de perda de carga no circuito de água do radiador, foi proposta e aprovada a instalação de uma bomba *booster* auxiliar (BAA) para superar a perda de carga adicional no circuito de água de resfriamento do motor, quando esta água fosse direcionada a escoar através do TCA. Os primeiros testes, realizados em setembro de 2020, consistiu no fechamento parcial e progressivo de uma válvula borboleta localizada no circuito de água LT do motor, evidenciando a influência negativa da adição de perda de carga no desempenho do MCI. O segundo teste, ocorrido em dezembro de 2020, incluiu a medição da vazão da água de resfriamento do motor e também confirmou a influência adversa da perda de carga no sistema. Logo, a BAA deveria ser especificada para compensar esta perda de carga em todo circuito envolvendo o TCA (trocador de calor, válvulas, tubulação e acessórios).

Certamente, o tamanho do TCA aumentou significativamente quando se passou a usar água da TR, no sistema térmico alternativo, ao invés de água gelada. Então, foi sugerido pela empresa contratada para elaboração da engenharia básica que esse trocador de calor, tipo casco e tubo, como inicialmente concebido, fosse substituído por um trocador de calor de placas. Foi mostrado pela empresa que o trocador de calor de placas apresentaria baixa perda de carga, poderia usar água da torre de resfriamento sem problemas de incrustações intensas e dificuldades de limpeza, ocuparia menor espaço e teria um preço inferior ao do tipo casco e tubo. Assim, tal substituição foi aprovada, após ser discutida em reuniões técnicas.

Outra alteração sugerida e aprovada foi a de gerar água quente para o *chiller* usando somente parte da vazão total dos gases de exaustão, visto que o TCR foi concebido inicialmente considerando toda a vazão de gases e a instalação de válvulas na tubulação para controlar o desvio dos gases pelo TCR. Tal concepção foi considerada complexa, de alto custo e com possibilidade de aumentar a contra pressão no motor,

piorando seu desempenho. Então, a empresa responsável pela elaboração da engenharia básica sugeriu que o TCR fosse montado no nível do solo, usando somente uma parcela da vazão de gases a ser extraída numa tomada na tubulação principal e forçado o escoamento através do TCR por ação de um ventilador centrífugo (VTR), evitando assim qualquer aumento de perda de carga na exaustão do MCI. Além disso, a temperatura da água quente passou a ser controlada ajustando-se a rotação do VTR, por meio de um inversor de frequência. Previam-se ainda a instalação de válvulas apropriadas, tendo em vista as altas temperaturas dos gases de exaustão, na entrada do TCR e na saída do VTR, o que permitiria a operação do motor mesmo sem o funcionamento do sistema térmico. Tal substituição foi aprovada em reunião técnica, após muitas discussões, principalmente, a inclusão do ventilador com a correspondente demanda de energia elétrica, além do aumento da área de troca térmica do TCR.

A configuração final do sistema térmico foi obtida na etapa de engenharia básica, porém passou por algumas revisões durante o desenvolvimento da engenharia detalhada, conforme ilustra o fluxograma no Anexo A. Nele, também se apresenta, preliminarmente, a instrumentação a ser instalada. Contudo, uma descrição do sistema de medição (instrumentação e aquisição de dados) pode ser encontrada na seção 4.1. Muitos instrumentos analógicos de medição em campo foram adotados no sistema térmico, também por motivo de economia, o que requereu aquisição manual de dados e ocasionou falta de precisão e agilidade no registro desses parâmetros medidos a partir dos citados instrumentos.

Assim, ao término da engenharia básica, já se conhecia a configuração final do sistema térmico, sabendo-se as vazões e temperaturas de entrada e saída em cada um dos principais equipamentos, o que possibilitou fechar os balanços de massa e energia, definindo-se as demandas térmicas no *chiller*, no TCR, na SRD, no TCA e na TR. Entretanto, as perdas de carga para dimensionamento das bombas e do VTR, ainda não tinham sido estimadas, o que só foi possível durante a etapa de engenharia detalhada do sistema.

3.3.2 Engenharia Detalhada do Sistema Térmico (Projeto Executivo)

De posse da engenharia básica do sistema térmico razoavelmente consolidada, deu-se início ao processo de contratação da engenharia detalhada, isto é, do projeto executivo, com o envio de propostas a empresas de engenharia concorrentes. A empresa vencedora ficou responsável pela elaboração dos desenhos técnicos, listagem de materiais, projeto civil, projeto das tubulações e projeto elétrico.

No projeto executivo do sistema térmico, o leiaute da instalação foi definido levando-se em conta o espaço físico disponibilizado pela LGSA na UTE LORM, as dimensões dos principais equipamentos e as rotas das tubulações, dentre outros aspectos técnicos.

No projeto civil, foram especificadas as bases dos equipamentos e dos suportes das tubulações, considerando-se as dimensões e pesos dos principais equipamentos e o projeto das tubulações. O *chiller* foi previsto para ser instalado em área aberta, mas com cobertura. Um abrigo fechado (com cobertura) foi adotado para o painel elétrico do sistema térmico (CCM). Já os demais equipamentos (TCR, SRD, TCA, TR, VTR e bombas), foram previstos para serem instalados sobre suas bases e ao tempo.

Os diâmetros das tubulações foram definidos, de forma geral, acompanhando as dimensões das conexões dos equipamentos. Assim, conhecendo-se as vazões, o traçado das tubulações e as perdas de carga nos equipamentos, foi possível calcular as perdas de carga em cada circuito de escoamento de água. Deste modo, as especificações das bombas foram concluídas. De forma semelhante, mas agora considerando o escoamento dos gases de exaustão no TCR (incluindo tubulação de desvio), foi possível obter a especificação do VTR. As tubulações de água gelada, água quente e gases de exaustão foram ainda contempladas com isolamento térmico.

O projeto elétrico considerou centralizar no CCM a distribuição da alimentação elétrica para todos os equipamentos do sistema térmico. Inclusive a BAC, equipada com inversor de frequência, sem fazer parte de qualquer malha de controle, embora manualmente pudesse alterar a rotação do motor da bomba. O VTR também tinha um inversor, entretanto, com uma malha de controle própria, conforme será relatado na seção 4.1.2.

3.4 INSTALAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO

No final da engenharia básica, já conhecidos a configuração final do sistema térmico, as vazões e temperaturas de entrada e saída em cada um dos principais equipamentos (*chiller*, TCR, SRD, TCA e TR), os tipos desses equipamentos e as perdas de carga máximas aceitáveis, foi possível a elaboração das respectivas folhas de especificação. Tais documentos foram enviados aos prováveis fornecedores, que, por sua vez, prepararam suas propostas técnicas e comerciais. Essas propostas foram então analisadas e debatidas por toda a equipe do Projeto CRATOS, muitas vezes com pedidos de esclarecimentos junto aos prováveis fornecedores, para que os equipamentos a serem adquiridos pudessem ser definidos.

As folhas de especificação das bombas (BAC, BAQ, BAG e BAA) e do ventilador (VTR) ficaram razoavelmente completas somente no final da engenharia detalhada, para assim dar início ao processo de aquisição desses equipamentos, isto é, somente após a definição das perdas de carga nos mesmos. No caso do VTR, também foi necessário informar a temperatura e a composição dos gases de exaustão.

O processo de contratação para a montagem do sistema térmico teve início quando a empresa contratada para a elaboração da engenharia detalhada entregou o projeto executivo, sendo que todos os equipamentos já haviam sido fabricados e entregues.

A empresa vencedora do processo de contratação para a montagem do sistema térmico realizou diversas atividades, tais como: a instalação dos equipamentos em suas respectivas bases; a montagem das tubulações interligando os equipamentos, sendo necessário enterrar trecho da tubulação de água da TR por baixo de estrada asfaltada interna à UTE LORM; a construção do abrigo e instalação do CCM, com o lançamento dos cabos elétricos de interligação, dos pontos de suprimento para todos os pontos consumidores de energia elétrica, bem como a instalação de toda a instrumentação e seus cabeamentos. Porém, vale destacar que, por definição da TEVISA e da LGSA, a instalação de isolamento térmico nas tubulações de água quente, de água gelada e no trecho do TCR-VTR não foram executadas durante a montagem.

Algumas atividades, que podem ser classificadas ou nomeadas como de preparativos para o comissionamento do sistema térmico instalado, como a limpeza das tubulações e verificação do sentido de giro dos motores elétricos e capacidade das bombas, de forma geral, estaria a cargo da empresa contratada para a montagem do sistema

térmico. Entretanto, muitas falhas nestes procedimentos foram identificadas na primeira campanha de testes. O detalhamento e as especificações dos principais equipamentos podem ser encontrados nas seções a seguir.

3.4.1 *Chiller* por Absorção

A empresa indiana Thermax foi a escolhida para fornecimento do *chiller* por absorção. Na Tabela 3.6 são exibidas as especificações do fabricante e na Figura 3.9 é mostrado o equipamento modelo TAC L1 P2, já instalado.

Tabela 3.6 – Especificações técnicas do fabricante do *chiller* por absorção

Parâmetros nominais	Especificação
Capacidade térmica (kW)	650,6
Temperatura de entrada da água gelada (°C)	12,6
Temperatura de saída da água gelada (°C)	7
Vazão volumétrica da água gelada (m³/h)	99,6
Perda de carga da água gelada (kPa)	45,11
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	30
Temperatura de saída da água de resfriamento (°C)	36
Vazão volumétrica da água de resfriamento (m³/h)	215
Perda de carga da água de resfriamento (kPa)	100
Temperatura de entrada da água quente (°C)	98
Temperatura de saída da água quente (°C)	88
Vazão volumétrica da água quente (m³/h)	74,5
Perda de carga da água quente (kPa)	72,57

Fonte: Thermax (2021).

O contrato de fornecimento do *chiller* previa o envio de técnicos para a realização do comissionamento deste equipamento. Portanto, o técnico da Thermax, fornecedora do *chiller*, compareceu na UTE LORM durante a primeira campanha de testes, para realização do comissionamento e treinamento de operação e manutenção para os colaboradores da LGSA. Por outro lado, com exceção também da TR, não se previu comissionamentos específicos nos respectivos contratos dos demais equipamentos do sistema térmico.

Figura 3.8 – *Chiller* por absorção Thermax modelo TAC L1 P2



Fonte: Produção do próprio autor.

O comissionamento do *chiller* foi realizado, mas devido a problemas operacionais do MCI durante a primeira campanha de testes, não foi possível atingir a capacidade nominal do *chiller*, condições estas que serão melhor discutidas na seção 5. Porém, o desempenho alcançado no funcionamento do *chiller*, mesmo que a cargas parciais, foi considerado satisfatório. Desta forma, pode-se dizer que o comissionamento do sistema térmico, com exceção do *chiller*, foi conduzido pelos funcionários da LGSA, que assumiram a operação do sistema térmico, juntamente com membros da equipe do Projeto CRATOS. Outrossim, pode-se afirmar que o sistema térmico funcionou satisfatoriamente, mesmo não atingindo sua capacidade nominal.

3.4.2 Trocador de Calor de Recuperação (TCR) e Ventilador Centrífugo (VTR)

As empresas escolhidas para a aquisição do trocador de calor de recuperação e do ventilador centrífugo foram a Tubal e a Motovent, respectivamente. Na Tabela 3.7 são apresentadas as principais especificações do fabricante do TCR, enquanto que na Tabela 3.8, as especificações do VTR. Já na Figura 3.10 são expostas imagens destes equipamentos, modelo Recuperador de Gás (TCR) e CLLIK 600 (VTR), já instalados no duto de gases exaustos do motor.

Para a montagem do conjunto TCR-VTR, foi necessário cortar a tubulação de gases de exaustão em dois pontos para a instalação de conexões de extração e também das conexões de retorno de gases exaustos, sendo instalados ao nível do solo.

Tabela 3.7 – Especificações técnicas do fabricante do TCR

Parâmetros nominais	Especificação
Transferência de calor (kW)	922,5
Vazão volumétrica da água quente (kg/s)	22
Temperatura de entrada da água quente (°C)	88
Temperatura de saída da água quente (°C)	98
Perda de carga da água quente (kPa)	0,98
Vazão volumétrica dos gases de exaustão (kg/h)	3,38
Temperatura de entrada dos gases de exaustão (°C)	380
Temperatura de saída dos gases de exaustão (°C)	146
Perda de carga dos gases de exaustão (kPa)	0,54

Fonte: Tubal (2021a).

Tabela 3.8 – Especificações técnicas do fabricante do VTR

Parâmetros nominais	Especificação
Vazão mássica (kg/s)	3,38
Temperatura de operação (°C)	146
Pressão estática (kPa)	1,57
Rotação (rpm)	2180
Potência do motor elétrico (kW)	15

Fonte: Motovent (2021).

Figura 3.9 – Trocador de calor (TCR) Tubal modelo Recuperador de Gás e ventilador centrífugo (VTR) Motovent modelo CLLIK 600



Fonte: Produção do próprio autor.

3.4.3 Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD)

Para aquisição da serpentina de resfriamento e desumidificação foi selecionada a mesma empresa fabricante do TCR, a saber, a Tubal. Na Tabela 3.9 são apresentadas as especificações do fabricante e, na Figura 3.11, imagens deste modelo Resfriador de Ar Úmido durante o processo de montagem.

A instalação da SRD exigiu adaptações na casa de filtro do MCI da UTE LORM, demandando montagem de estrutura para suporte da SRD, bem como de chaparia.

Tabela 3.9 – Especificações técnicas do fabricante da SRD

Parâmetros nominais	Especificação
Transferência de calor (kW)	646,8
Vazão mássica da água gelada (kg/s)	28
Temperatura de entrada da água gelada (°C)	7
Temperatura de saída da água gelada (°C)	12,55
Perda de carga da água gelada (kPa)	49,03
Vazão mássica do ar (kg/s)	16,26
Temperatura de bulbo seco do ar na entrada (°C)	34,6
Temperatura de bulbo seco do ar na saída (°C)	12,5
Perda de carga no lado ar (kPa)	0,29
Umidade absoluta do ar na entrada (kg _{água} /kg _{ar})	0,0160
Umidade absoluta do ar na saída (kg _{água} /kg _{ar})	0,0091
Quantidade de condensado (kg/s)	0,11

Fonte: Tubal (2021b).

Figura 3.10 – Serpentina (SRD) Tubal modelo Resfriador de Ar Úmido



Fonte: Produção do próprio autor.

3.4.4 Trocador de Calor Auxiliar (TCA)

A empresa escolhida para fornecimento do trocador de calor auxiliar do radiador foi a Kelvion. Na Tabela 3.10 são exibidas as especificações técnicas extraídas de documentos do fabricante e na Figura 3.12 são mostradas imagens deste equipamento, modelo NT150L CD-10, quando já estava instalado.

Tabela 3.10 – Especificações técnicas do fabricante do TCA

Parâmetros nominais	Especificação
Transferência de calor (kW)	1.586,58
Vazão mássica da água de resfriamento do motor (kg/s)	29,2
Temperatura de entrada da água de resfriamento do motor (°C)	46
Temperatura de saída da água de resfriamento do motor (°C)	33
Perda de carga da água de resfriamento do motor (kPa)	24,923
Vazão mássica da água de resfriamento da TR (kg/s)	63,27
Temperatura de entrada da água de resfriamento da TR (°C)	30
Temperatura de saída da água de resfriamento da TR (°C)	36
Perda de carga da água de resfriamento da TR (kPa)	78,23

Fonte: Kelvion (2021).

Figura 3.11 – Trocador de calor (TCA) Kelvion modelo NT150L CD-10



Fonte: Produção do próprio autor.

Para a montagem do TCA, a tubulação de água de resfriamento do MCI foi seccionada e desviada de um ponto localizado próximo ao teto da *powerhouse* (edifício onde ficam

os motores), abaixo do nível dos radiadores, para montagem de tubulação até o TCA, instalado ao nível do solo, e de retorno àquele ponto de seccionamento da tubulação original.

3.4.5 Torre de Resfriamento (TR)

A opção feita para aquisição da torre de resfriamento foi pela empresa Vettor. Na Tabela 3.11 são apresentadas as especificações do fabricante e na Figura 3.13 é mostrada uma imagem do equipamento, modelo VTF 290/15/PR-GNG-1, já instalado.

Tabela 3.11 – Especificações técnicas do fabricante da TR

Parâmetros nominais	Especificação
Carga Térmica Total (kW)	3.161
Vazão volumétrica de água (m³/h)	453
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	36
Temperatura de saída da água de resfriamento (°C)	30
Temperatura de bulbo úmido (°C)	27
Perdas de água totais por evaporação e por arraste (%)	1,048

Fonte: Vettor (2021).

Figura 3.12 – Torre de resfriamento (TR) Vettor modelo VTF 290/15/PR-GNG-1



Fonte: Produção do próprio autor.

Apesar de, no contrato de fornecimento da TR, prever o envio de profissionais para a realização do comissionamento, nenhum técnico da Vettor, fornecedora da torre de

resfriamento, compareceu à UTE LORM para efetiva-lo. No entanto, remeteram documentos com as especificações e os procedimentos para a execução do comissionamento.

3.4.6 Bombas Centrífugas (BAC, BAG, BAQ e BAA)

A empresa KSB foi selecionada para fornecer as bombas centrífugas utilizadas nos circuitos de água de resfriamento da TR (BAC), de água gelada (BAG) e de água quente (BAQ), além da bomba *booster* do TCA (BAA). Na Tabela 3.12 são exibidas as especificações do fabricante que constam nas placas de identificação na estrutura de cada bomba. As imagens dos equipamentos, modelos METB200-150-315 GG (BAC), METB125-080-200 GG (BAG), METB100-065-200 GG (BAQ) e METN125-100-200 GG (BAA), já instalados, são mostradas na Figura 3.14.

Tabela 3.12 – Especificações técnicas do fabricante das bombas

Identificação	Parâmetros nominais	Especificação
BAC	Vazão volumétrica (m ³ /h)	452
	Altura manométrica (mca)	313,8
	Rotação nominal do motor elétrico (rpm)	1.780
	Potência do motor elétrico (kW)	30
BAG	Vazão volumétrica (m ³ /h)	101
	Altura manométrica (mca)	151
	Rotação nominal do motor elétrico (rpm)	1.765
	Potência do motor elétrico (kW)	7,5
BAQ	Vazão volumétrica (m ³ /h)	77,7
	Altura manométrica (mca)	196,1
	Rotação nominal do motor elétrico (rpm)	1.765
	Potência do motor elétrico (kW)	7,5
BAA	Vazão volumétrica (m ³ /h)	105
	Altura manométrica (mca)	0,11
	Rotação nominal do motor elétrico (rpm)	1.175
	Potência do motor elétrico (kW)	3

Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 3.13 – Bombas centrífugas (a) BAC modelo METB200-150-315 GG, (b) BAG modelo METB125-080-200 GG, (c) BAQ modelo METB100-065-200 GG e (d) BAA modelo METN125-100-200 GG



Fonte: Produção do próprio autor.

3.5 CUSTOS DE INVESTIMENTO NO SISTEMA TÉRMICO

Os custos dos investimentos para a implantação do sistema térmico estão detalhados na Tabela 3.13, totalizando R\$ 5.391.389,64. A divisão dos mesmos foi feita entre equipamentos, serviços e materiais.

Tabela 3.13 – Custos de investimentos para implantação do sistema térmico do Projeto CRATOS

Componente do projeto	Fornecedor	Custo (R\$)	Frete e outros (R\$)	Total (R\$)
Chiller por absorção	Thermax	600.734,07	24.464,33	625.198,40
Torre de Resfriamento (TR)	Vettor	220.000,00	-	220.000,00
Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD)	Tubal	240.000,00	-	240.000,00
Trocador de Calor Auxiliar (TCA)	Kelvion	62.000,00	-	62.000,00
Trocador de Calor de Recuperação (TCR)	Tubal	50.000,00	-	50.000,00
Ventilador do TCR (VTR)	Motovent	25.540,00	1.306,54	26.846,54
Bombas Centrífugas	KSB	99.143,14	2.170,37	101.313,51
Estação de Tratamento de Água (ETA)	Ideu	85.000,00	-	85.000,00
Conversão do sistema de ignição e pressão dos cilindros da UG / Instrumentação e controle para o sistema térmico	CAAR	1.039.089,70	-	1.039.089,70
Medições e consultorias	Diversos	121.199,59	-	121.199,59
Sensores/medidores, materiais e ferramentas	Diversos	1.241.284,25	29.991,24	1.271.275,49
Projeto Básico	SVETS	40.000,00	-	40.000,00
Projeto Executivo	2Solve	105.000,00	-	105.000,00
Montagem, mão de obra de instalação, supervisão, comissionamento e entrega final	PGM	1.395.136,41	9.330,00	1.404.466,41
Total	-	5.324.127,16	67.262,48	5.391.389,64

Fonte: Produção do próprio autor.

Os equipamentos correspondem aos principais componentes do sistema térmico, a saber, um *chiller* por absorção (fabricante Thermax), uma torre de resfriamento (TR) do fabricante Vettor, uma serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD), da fabricante Tubal, os trocadores de calor auxiliar (TCA) da fabricante Kelvion e de recuperação (TCR) da fabricante Tubal, um ventilador para o TCR (VTR) da Motovent, quatro bombas centrífugas (BAC, BAQ, BAG e BAA) da fabricante KSB e uma estação de tratamento de água (ETA) adicional da IDEU. Dentre os serviços, tem-se a conversão do sistema de ignição e pressão dos cilindros da UG-01 (CAAR), a implantação da instrumentação e controle para o sistema térmico (CAAR), as medições e consultorias, o projeto básico de engenharia (SVETS), o projeto executivo (2Solve) e, por fim, a montagem, incluindo a mão de obra de instalação, a supervisão, o comissionamento e a entrega final (PGM).

Os custos indicados na Tabela 3.13 como sensores/medidores, materiais e ferramentas consideram quatro categorias: sensores/medidores, ferramentas, materiais permanentes e materiais consumíveis, e estão especificados na Tabela 3.14.

Tabela 3.14 – Custos de materiais, ferramentas e sensores adquiridos ao longo do projeto

Componentes	Custo (R\$)	Frete (R\$)	Total (R\$)
Ferramentas	15.629,91	126,92	15.756,83
Sensores e medidores	537.616,14	2.539,62	540.155,76
Materiais Permanentes	594.470,15	25.431,15	619.901,30
Materiais Consumíveis	93.568,05	1.893,55	95.461,60
Total	1.241.284,25	29.991,24	1.271.275,49

Fonte: Produção do próprio autor.

Com o propósito de detalhar o custo total do sistema térmico, este foi separado entre custo de compra e outras despesas como fretes, locações e taxas portuárias. Vale ressaltar que não foram incluídos os custos com taxas administrativas, materiais didáticos, licenças de *softwares*, computadores, bolsas para pesquisadores, despesas com viagens e inscrições em eventos, pois o intuito foi avaliar apenas a viabilidade econômica do sistema térmico experimental.

4 METODOLOGIA

O propósito desta seção é discorrer sobre os materiais, ferramentas e métodos que foram utilizados para desenvolver a pesquisa e alcançar os objetivos propostos. Obviamente, a realização dos testes, aquisição dos dados e análise dos resultados só foi possível por meio de medições das grandezas físicas e do controle de variáveis de processo. Portanto, nesta seção, também são apresentadas as otimizações implementadas no sistema de controle do MCI, bem como as instrumentações instaladas em campo para o sistema térmico. Para proporcionar uma compreensão dos testes, é também descrito, de forma objetiva, o funcionamento do sistema térmico, assim como o planejamento dos testes de desempenho realizados, onde são definidos os patamares de carga para o MCI, além do detalhamento do plano de testes para cada uma das 2 campanhas executadas. E, por fim, são apresentados os indicadores utilizados para efetuar a viabilidade econômica da implantação do sistema térmico.

4.1 INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE DO MOTOR E DO SISTEMA TÉRMICO

As novas condições operacionais previstas, para o ar de admissão, baixas temperatura e umidade absoluta, após a implantação do sistema térmico, demandariam ajustes adicionais no controle da combustão que vão além do envelope operacional original do motor. Portanto, seria fundamental a concepção e otimização do sistema de controle do motor da UG-01 para funcionar acoplado ao sistema térmico destinado ao condicionamento do ar atmosférico na sucção do motor e ao resfriamento adicional da água na saída do radiador.

O sistema de medição (instrumentação e aquisição de dados) e controle do sistema térmico foi deixado para as etapas de engenharia detalhada ou mesmo para a etapa de instalação do sistema, quando já estivessem disponíveis as informações técnicas peculiares de cada equipamento adquirido e do sistema térmico como um todo, incluindo o planejamento dos testes de desempenho. Contudo, vale ressaltar que desde o início dos estudos e modelagens houve a preocupação com o sistema de medição, visto que se trata de uma instalação experimental no âmbito de um projeto de pesquisa (Projeto CRATOS). Tanto a concepção e a otimização do sistema de controle do

motor, quanto a implantação e o comissionamento do sistema de medição e controle do sistema térmico, foram realizadas pela mesma equipe, a CAAR.

4.1.1 Otimização do Sistema de Controle do Motor

Considerando o novo cenário, ao qual seria acoplado um sistema térmico ao motor da UG-01, e os resultados dos estudos de Zabeu e outros (2017), identificou-se que haveria potencial de maiores ganhos de eficiência se parâmetros da combustão pudessem ser calculados em tempo real, incluindo fase e duração da combustão, o que não seria realizável com o sistema original do motor. Deste modo, o sistema de monitoramento das pressões dos cilindros foi substituído por um *hardware* auxiliar Woodward, denominado RT-CDC (do inglês *Real Time Combustion Diagnostic and Control*), o qual foi integrado ao *software* da unidade de controle do motor. Com a instalação dos módulos auxiliares (RT-CDC), valores em tempo real das pressões no interior dos cilindros do motor foram utilizadas para validar a integração das estratégias de controle, dos próprios módulos auxiliares, com as do *software* da unidade de controle do motor.

Outra solução desenvolvida durante as atividades de otimização do sistema de controle do motor da UG-01 foi a integração de um novo sistema de ignição que substituiu os módulos originais de ignição fornecidos pelo fabricante Wärtsilä, de modo a permitir exploração de estratégias de ignição, sistema este constituído por um módulo de ignição e 20 bobinas de ignição da empresa Woodward. De forma similar aos módulos auxiliares, este módulo foi integrado ao *software* da unidade de controle do MCI, o que permitiu uma solução única para o sistema de controle do motor, independente dos componentes de ignição originais do fabricante do motor.

Ainda com relação à otimização do sistema de controle do motor da UG-01, um novo sistema de ignição customizável foi desenvolvido e instalado. Esta melhoria do sistema de ignição permitiria ajustes e otimizaria a operação do motor acima da potência original, dando confiabilidade à migração para o novo sistema de ignição.

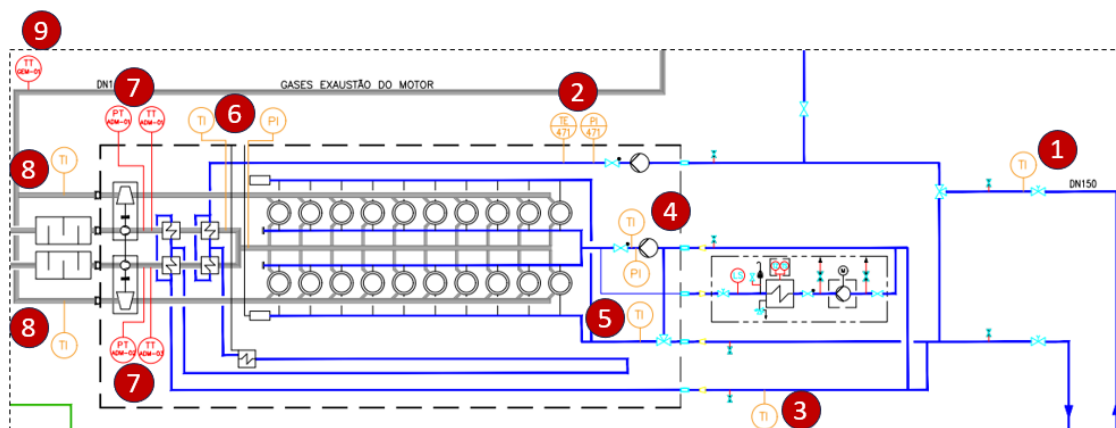
4.1.2 Instrumentação do Sistema Térmico

A instrumentação é quesito fundamental em qualquer aplicação na qual se deseja avaliar o desempenho de um sistema ou processo. Portanto, o aparato de ensaios do sistema térmico do Projeto CRATOS foi especificado com elementos primários de medição de vazão, temperatura, pressão e grandezas elétricas, além de agregador de dados capaz de armazenar em memória física os principais parâmetros de operação do sistema. Logo, nesta seção, encontra-se um resumo dos instrumentos para medição instalados no sistema térmico que foi acoplado ao motor da UG-01, bem como suas identificações, tipo de grandezas físicas mensuradas, a faixa de medição, tipo de aquisição, tipo de fluxo e posição no sistema.

Baseado no fluxograma apresentado no Anexo A, é possível identificar a posição de todos os instrumentos instalados no sistema térmico que permitiram as medições, a aquisição dos dados e o controle dos processos durante os experimentos. A Figura 4.1 foi extraída do fluxograma e representa os fluxos do motor da UG-01, contendo identificações numeradas das posições da instrumentação correspondente a cada fluxo. Na Tabela 4.1 encontram-se as informações de identificação dos instrumentos, as grandezas físicas mensuradas, os tipos de aquisição, os fluxos e as posições relativas aos equipamentos do sistema. Vale ressaltar que os tipos de aquisição foram divididos em três categorias:

- a) WOIS (*Wärtsilä Operator Interface Station*), que é o sistema supervisor de controle das unidades geradoras da usina, cujo intervalo de coleta e armazenamento de dados foi de um em um segundo;
- b) AUTO, que corresponde ao sistema de aquisição automática de dados em formato digital, com intervalo de armazenamento de 30 em 30 segundos, implementado no sistema térmico;
- c) IND, que representa os instrumentos cuja coleta de dados é realizada localmente, com o valor indicado em seu visor, geralmente de forma analógica.

Figura 4.1 – Instrumentação do MCI



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.1 – Informações da instrumentação do MCI

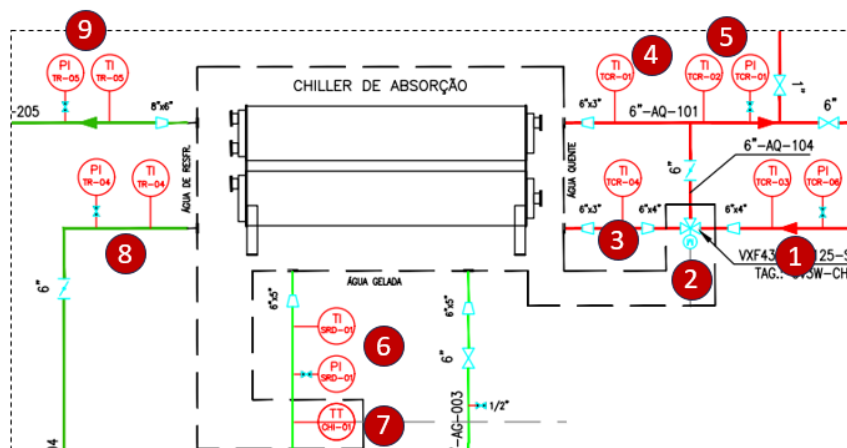
Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	TE120	Temperatura	(1)	WOIS	Água LT do motor	Entrada da V3V-LT (2)
2	TE471	Temperatura	(1)	WOIS	Água LT do motor	Entrada do CAC
	PT471	Pressão	(1)	WOIS	Água LT do motor	Entrada do CAC
3	T106	Temperatura	(1)	WOIS	Água LT do motor	Saída do CAC
4	TE401	Temperatura	(1)	WOIS	Água HT do motor	Entrada do invólucro do motor
	PT401	Pressão	(1)	WOIS	Água HT do motor	Entrada do invólucro do motor
5	TE402	Temperatura	(1)	WOIS	Água HT do motor	Saída do invólucro do motor
6	TE601	Temperatura	(1)	WOIS	Ar de admissão	Entrada do coletor de admissão de ar
	PT601	Pressão	(1)	WOIS	Ar de admissão	Entrada do coletor de admissão de ar
7	TT-ADM01 / TT-ADM03	Temperatura	20 a 200°C ± 0,2°C	AUTO	Ar de admissão	Saída dos turbocompressores
	PT-ADM01 / PT-ADM02	Pressão	0 a 25 bar ± 0,25 bar	AUTO	Ar de admissão	Saída dos turbocompressores
8	TE517 / TE527	Temperatura	(1)	WOIS	Gases de exaustão	Saída dos turbocompressores
9	TT-GEM01	Temperatura	(1)	WOIS	Gases de exaustão	Entrada do <i>bypass</i> do TCR

Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Instrumentação ligada ao sistema supervisor do motor, sem acesso às informações sobre a faixa de medição do instrumento. (2) Termômetro original do sistema de controle do motor, na mesma linha que liga o TCA à V3V-LT, ou seja, está em redundância com o ponto 4 da instrumentação do TCA (Tabela 4.5).

De forma semelhante aos fluxos do motor, as instrumentações referentes aos fluxos do *chiller* encontram-se na Figura 4.2 e suas informações, na Tabela 4.2.

Figura 4.2 – Instrumentação do *chiller*



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.2 – Informações da instrumentação do *chiller*

(continua)

Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	PI-TCR06	Temperatura	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água quente	Entrada do gerador do <i>chiller</i> , antes da V3V-CHI
	TI-TCR03	Pressão	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água quente	Entrada do gerador do <i>chiller</i> , antes da V3V-CHI
2	V3V-CHI	(1)	(1)	(1)	Água quente	Entrada do gerador do <i>chiller</i>
3	TI-TCR04	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 0,5°C	IND	Água quente	Entrada do gerador do <i>chiller</i> , após a V3V-CHI
4	TI-TCR01	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água quente	Saída do gerador do <i>chiller</i> , antes da junção da V3V-CHI
5	TI-TCR02	Temperatura	0 a 150°C $\pm$ 1°C	IND	Água quente	Saída do gerador do <i>chiller</i> , após a junção da V3V-CHI
	PI-TCR01	Pressão	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água quente	Saída do gerador do <i>chiller</i> , após a junção da V3V-CHI
6	TI-SRD01	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água gelada	Saída do evaporador do <i>chiller</i>
	PI-SRD01	Pressão	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água gelada	Saída do evaporador do <i>chiller</i>

Tabela 4.3 – Informações da instrumentação do *chiller*

(conclusão)

Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
7	TT-SRD01	Temperatura	5 a 35°C ± 0,035°C	AUTO	Água gelada	Saída do evaporador do <i>chiller</i> (2)
8	TI-TR04	Temperatura	0 a 150°C ± 1°C	IND	Água da TR	Entrada do absorvedor do <i>chiller</i>
	PI-TR04	Pressão	0 a 6 bar ± 0,05 bar	IND	Água da TR	Entrada do absorvedor do <i>chiller</i>
9	TI-TR05	Temperatura	0 a 150°C ± 1°C	IND	Água da TR	Saída do condensador do <i>chiller</i>
	PI-TR05	Pressão	0 a 6 bar ± 0,05 bar	IND	Água da TR	Saída do condensador do <i>chiller</i>

Fonte: Produção própria do autor.

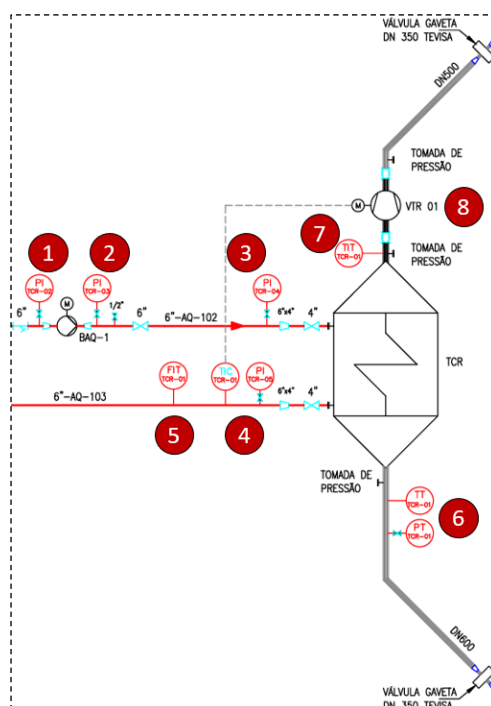
Nota: (1) Válvula 3 vias, não realiza medições. (2) Termômetro interno original do fabricante do *chiller*, faz parte do sistema de controle dos processos internos do próprio equipamento.

A válvula de 3 vias do circuito de água quente do *chiller* (V3V-CHI) atua associada a uma malha de controle que tem o propósito de proteger o *chiller* de temperaturas muito elevadas. O instrumento do ponto 7 (Tabela 4.2) mede a temperatura naquele ponto e, caso seja superior a 98°C (temperatura utilizada como parâmetro de controle), a V3V-CHI é acionada, abrindo passagem da água pela tubulação de *by-pass*, quando a água quente recircula sem passar pelo *chiller*, protegendo assim seus componentes.

É importante ressaltar que, embora os instrumentos instalados nas tubulações de entrada e saída de água quente, água gelada e água de resfriamento estejam indicados na Tabela 4.2 com o tipo de aquisição IND (coleta em campo), as análises dos resultados apresentadas na seção 5 foram baseadas nos dados obtidos diretamente dos sensores internos do *chiller*, integrados ao seu sistema supervisor. Esses dados foram fornecidos em formato de tabelas eletrônicas, de maneira semelhante ao processo de aquisição AUTO (aquisição e armazenamento digital), logo, oferecendo maior praticidade e disponibilidade para a realização das análises.

O TCR, seus fluxos e seus instrumentos de medição estão representados na Figura 4.3, assim como suas informações são apresentadas na Tabela 4.3.

Figura 4.3 – Instrumentação do TCR



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.4 – Informações da instrumentação do TCR

Ponto	Identifi- cação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	PI-TCR02	Pressão	0 a 16 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água quente	Entrada da BAQ
2	PI-TCR03	Pressão	0 a 16 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água quente	Saída da BAQ
3	PI-TCR04	Pressão	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água quente	Entrada do TCR
4	PI-TCR05	Pressão	0 a 16 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água quente	Saída do TCR
	TIC-TCR01	Tempera- tura	20 a 400°C $\pm$ 0,4°C	IND	Água quente	Saída do TCR
5	FIT-TCR01	Vazão vo- lumétrica	0 a 320 m ³ /h $\pm$ 1,6 m ³ /h	AUTO / IND	Água quente	Saída do TCR
6	PT-TCR01	Pressão	0 a 16 mbar $\pm$ 0,01 mbar	AUTO	Gases de exaustão	Entrada do TCR
	TT-TCR01	Tempera- tura	20 a 400°C $\pm$ 0,4°C	AUTO	Gases de exaustão	Entrada do TCR
7	TIT-TCR01	Tempera- tura	20 a 400°C $\pm$ 0,4°C	AUTO	Gases de exaustão	Saída do TCR
8	VTR	(1)	(1)	(1)	Gases de exaustão	Saída do TCR

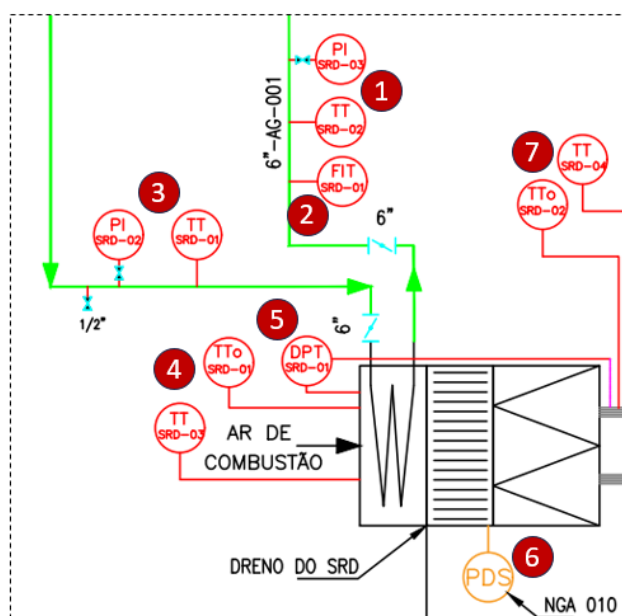
Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Ventilador do TCR, não realiza medições.

O VTR atua para realizar o escoamento de parte dos gases exaustos do duto principal para a ramificação onde foi instalado o TCR, controlando a vazão e compensando a sua perda de carga, ao aumentar ou reduzir a rotação do rotor do ventilador, conforme a necessidade de troca de calor. A princípio, foi elaborada uma malha de controle com controlador PID, utilizando um inversor de frequência para ajustar a rotação do VTR e o termômetro localizado no ponto 4 da Tabela 4.3, com o propósito de automatizar seu funcionamento. Entretanto, não se mostrou efetivo. O parâmetro de controle foi alterado para que, ao invés da temperatura, fosse utilizado a porcentagem de abertura da V3V-CHI (ponto 2 da Tabela 4.2), mais sensível às variações de temperatura.

A representação da SRD no fluxograma do sistema térmico pode ser observada na Figura 4.4, juntamente com os pontos indicando sua instrumentação, e a Tabela 4.4 contém as informações referentes a esses pontos.

Figura 4.4 – Instrumentação da SRD



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.5 – Informações da instrumentação da SRD

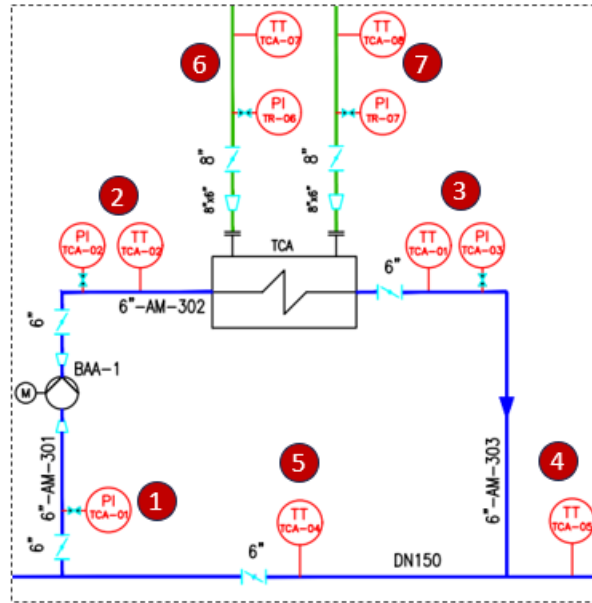
Ponto	Identifi- cação	Grandeza Física	Faixa de Me- dição	Tipo de Aquisi- ção	Fluxo	Posição
1	PI-SRD03	Pressão	0 a 11 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água ge- lada	Saída da SRD
	TT-SRD02	Tempera- tura	5 a 35°C $\pm$ 0,035°C	AUTO	Água ge- lada	Saída da SRD
2	FIT-SRD01	Vazão vo- lumétrica	45 a 300 m ³ /h $\pm$ 6 m ³ /h	AUTO / IND	Água ge- lada	Saída da SRD
3	PI-SRD02	Pressão	0 a 11 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água ge- lada	Entrada da SRD
	TT-SRD01	Tempera- tura	5 a 35°C $\pm$ 0,035°C	AUTO	Água ge- lada	Entrada da SRD
4	TT-SRD03	Tempera- tura	5 a 35°C $\pm$ 0,035°C	AUTO / IND	Ar de ad- missão	Entrada da SRD
	TT0-SRD01	Umidade relativa (1)	0 a 100% $\pm$ 1,8%	AUTO / IND	Ar de ad- missão	Entrada da SRD
5	DPT-SRD01	Pressão diferencial	0 a 16 mbar $\pm$ 0,01 mbar	AUTO	Ar de ad- missão	Diferença entre entrada (sucção) e saída da SRD + filtros
6	PDS	Pressão diferencial	0 a 600 Pa $\pm$ 2,5 Pa	IND	Ar de ad- missão	Diferença entre ambi- ente externo e interior da casa de filtros
7	TT-SRD04	Tempera- tura	5 a 35°C $\pm$ 0,035°C	AUTO / IND	Ar de ad- missão	Saída da SRD
	TT0-SRD02	Umidade relativa (1)	0 a 100% $\pm$ 2,5%	AUTO / IND	Ar de ad- missão	Saída da SRD

Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Termo-higrômetro com capacidade de indicar umidades relativa e absoluta e temperaturas de orvalho, de bulbo seco e de bulbo úmido.

Os fluxos e os instrumentos do TCA são indicados na Figura 4.5 e suas informações constam na Tabela 4.5.

Figura 4.5 – Instrumentação da TCA



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.6 – Informações da instrumentação do TCA

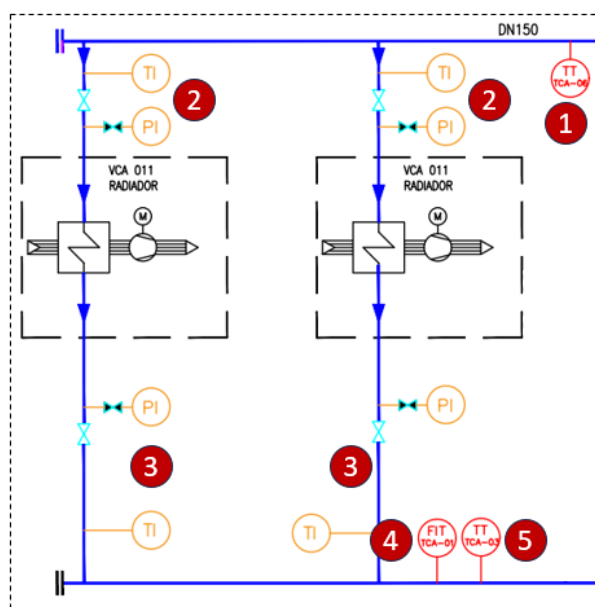
Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	PI-TCA01	Pressão	0 a 11 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água LT do motor	Entrada da BAA
2	PI-TCA02	Pressão	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água LT do motor	Entrada do TCA
	TT-TCA02	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	Entrada do TCA
3	TT-TCA01	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	Saída do TCA
	PI-TCA03	Pressão	0 a 11 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água LT do motor	Saída do TCA
4	TT-TCA05	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	Saída do conjunto radiador + TCA (1)
5	TT-TCA04	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	By-pass do TCA
6	TT-TCA07	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água da TR	Entrada do TCA
	PI-TR06	Pressão	0 a 11 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água da TR	Entrada do TCA
7	TT-TCA08	Temperatura	20 a 90°C $\pm$ 0,09°C	AUTO	Água da TR	Saída do TCA
	PI-TR07	Pressão	0 a 6 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água da TR	Saída do TCA

Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Termômetro instalado na mesma linha que liga o TCA à V3V-LT, ou seja, está em redundância com o ponto 1 da instrumentação do MCI (Tabela 4.1).

A Figura 4.6 mostra a região do fluxograma do sistema térmico onde estão localizados os fluxos e os instrumentos de medição dos radiadores da UG-01. As informações referentes a estes instrumentos constam na Tabela 4.6.

Figura 4.6 – Instrumentação dos radiadores



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.7 – Informações da instrumentação dos radiadores

Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	TT-TCA06	Temperatura	20 a 90°C ± 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	Entrada dos radiadores
2	TI (1)	Temperatura	(1)	IND	Água LT do motor	Entrada dos radiadores
	PI (1)	Pressão	(1)	IND	Água LT do motor	Entrada dos radiadores
3	PI (1)	Pressão	(1)	IND	Água LT do motor	Saída dos radiadores
	TI (1)	Temperatura	(1)	IND	Água LT do motor	Saída dos radiadores
4	FIT-TCA01	Vazão volumétrica	(2)	IND	Água LT do motor	Saída dos radiadores (2)
5	TT-TCA03	Temperatura	20 a 90°C ± 0,09°C	AUTO	Água LT do motor	Saída dos radiadores

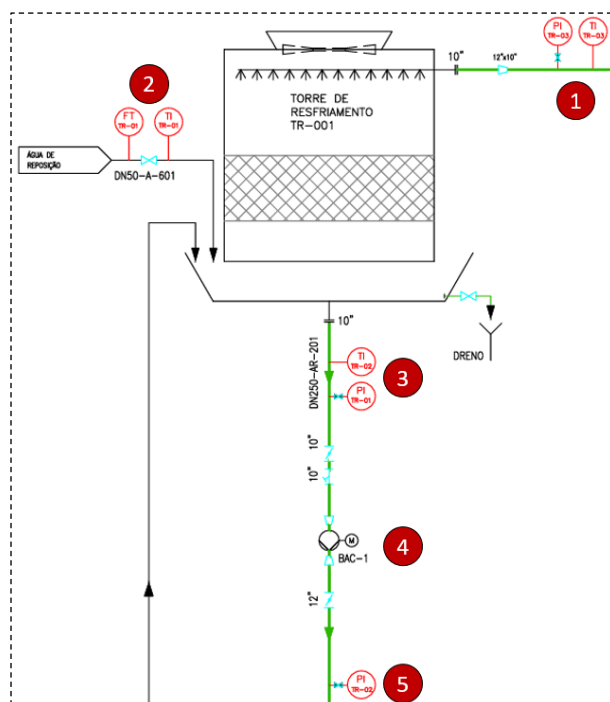
Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Termômetros e manômetros analógicos já existentes no local antes da implementação do sistema térmico, por isso foram indicados no fluxograma, mas não coletadas as medições. (2) Medidor de vazão previsto para o sistema, porém não adquirido.

Entretanto, o medidor de vazão previsto para o sistema térmico no ponto 4 da Tabela 4.6, não foi comprado, devido à necessidade de contenção de custos. Assim, um medidor ultrassônico portátil de vazão, adquirido para realizar as medições da água de resfriamento da TR, também foi utilizado para medir a vazão neste ponto.

A Figura 4.7 ilustra os fluxos e a instrumentação da torre de resfriamento, e na Tabela 4.7 são apresentadas as informações relacionadas aos instrumentos de medição utilizados na TR. Vale ressaltar que o medidor de vazão, ao qual se refere o ponto 2 da Tabela 4.7, foi instalado na tubulação de água de reposição, porém não funcionou durante os testes.

Figura 4.7 – Instrumentação da TR



Fonte: 2Solve (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Tabela 4.8 – Informações da instrumentação da TR

Ponto	Identificação	Grandeza Física	Faixa de Medição	Tipo de Aquisição	Fluxo	Posição
1	TI-TR03	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água da TR	Entrada da TR
	PI-TR03	Pressão	0 a 14 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água da TR	Entrada da TR
2	FT-TR01	Vazão volumétrica	(1)	IND	Água de reposição da TR	Tubulação de reposição de água
	TI-TR01	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água de reposição da TR	Bacia da TR
3	TI-TR02	Temperatura	0 a 120°C $\pm$ 1°C	IND	Água da TR	Saída da TR
	PI-TR01	Pressão	0 a 14 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água da TR	Saída da TR
4	PI-BAC (2)	Pressão	-1 a 5 kg/cm ² $\pm$ 0,05 kg/cm ²	IND	Água da TR	Flange de sucção da BAC
		Pressão	0 a 7 bar $\pm$ 0,05 bar	IND	Água da TR	Flange de descarga da BAC
5	PI-TR02	Pressão	0 a 14 bar $\pm$ 0,1 bar	IND	Água da TR	Saída da BAC, após válvula borboleta

Fonte: Produção própria do autor.

Nota: (1) Medidor de vazão não foi usado durante os testes, devido à não conclusão da instalação da tubulação de reposição de água da TR. (2) Manovacuômetro na sucção e manômetro na descarga.

Quanto às medições para análise dos gases de exaustão do motor, foram instalados analisadores de gases Horiba nos dutos de escapamento pós-turbinas. Estes equipamentos são capazes de quantificar a presença de gases como NO_x, CH₄, CO, CO₂ e O₂, que podem indicar o desempenho da combustão no motor, bem como a influência do resfriamento do ar de admissão nesta combustão.

Por fim, para as medições das grandezas elétricas no sistema térmico, foram distribuídos quatro analisadores de energia elétrica Kron Konnect. Os equipamentos analisados foram a BAA, o VTR, os radiadores e o CCM. Foi possível verificar individualmente as medições em cada um deles. Contudo, o CCM agregava o consumo total de energia elétrica do sistema térmico, visto que todos os componentes do sistema térmico são alimentados pelo CCM. Dentre as grandezas medidas estavam a potência ativa, o fator de potência, a tensão, e a corrente elétrica, dentre outros.

Os dados coletados, tanto os extraídos de forma digital (sistema supervisor da UG-01 ou dispositivos de aquisição automática de dados implantados no sistema térmico)

quanto de forma analógica (coleta em instrumentos de campo), foram planilhados e organizados utilizando o *software* Microsoft Excel. Foi dada maior prioridade, quando possível, ao uso dos dados obtidos por meio digital, devido terem sido coletados de forma contínua, enquanto que os dados analógicos precisaram ser anotados em campo, de forma pontual, para posterior inclusão em planilha eletrônica.

A análise dos dados coletados será realizada por meio de gráficos de linhas relacionando a grandeza física mensurada no decorrer do tempo dos testes. Visto que existem diferentes maneiras e intervalos de aquisição de dados, cada um deles recebeu um tratamento específico. Os dados obtidos via AUTO, foram estendidos segundo a seguinte a partir do momento de coleta. Por exemplo, se um dado da categoria AUTO foi coletado às 11 h 42 min 46 s, a próxima coleta foi realizada de forma automática às 11 h 43 min 16 s, portanto, neste intervalo entre uma coleta e outra, foi estendido o valor da primeira coleta até um segundo anterior ao da próxima coleta, e assim por diante. A Figura 4.8 demonstra a aplicação deste exemplo para uma determinada grandeza medida.

Figura 4.8 – Exemplificação de preenchimento de dados em planilha eletrônica

Circuito	Água Gelada
Propriedade	Temperatura
Coleta	AUTO
Descrição	Temperatura entrada SRD
Unidade	°C
Horário	TT SRD 01
11:42:46	6,7
11:42:47	
11:42:48	
.	.
.	.
.	.
11:43:14	
11:43:15	
11:43:16	6,8
11:43:17	
11:43:18	
.	.
.	.
.	.
11:43:44	
11:43:45	
11:43:46	6,9
11:43:47	
11:43:48	



Circuito	Água Gelada
Propriedade	Temperatura
Coleta	AUTO
Descrição	Temperatura entrada SRD
Unidade	°C
Horário	TT SRD 01
11:42:46	6,7
11:42:47	6,7
11:42:48	6,7
.	.
.	.
.	.
11:43:14	6,7
11:43:15	6,7
11:43:16	6,8
11:43:17	6,8
11:43:18	6,8
.	.
.	.
.	.
11:43:44	6,8
11:43:45	6,8
11:43:46	6,9
11:43:47	6,9
11:43:48	6,9

Fonte: Produção própria do autor.

Já os dados obtidos via coleta local em campo foram estendidos durante 30 minutos após o início da coleta, pois este foi o tempo estimado para percorrer as instalações e realizar esta coleta em todos os instrumentos de categoria IND. Por exemplo, caso o início da coleta tenha ocorrido às 11h30, todos os instrumentos dessa categoria terão seus valores fixados segundo a segundo deste horário até às 12h. Desta forma, foi possível analisar o comportamento das três categorias numa mesma linha do tempo.

4.2 DESCRIÇÃO E FUNCIONAMENTO DO SISTEMA TÉRMICO IMPLANTADO

O sistema térmico implantado seguiu praticamente a configuração final do sistema térmico mostrada na Figura 3.7. Porém, pode-se aqui relatar pequenas alterações em relação à engenharia detalhada, tais como:

- a) não se instalou a válvula prevista na saída do VTR, sendo a válvula na entrada do TCR instalada, mas inapropriada para uma temperatura de cerca de 350°C dos gases de exaustão;
- b) a tubulação de água do circuito da torre de resfriamento teve seu diâmetro alterado de 12 para 10 polegadas, devido à falta de disponibilidade no mercado para o seu fornecimento no prazo necessário;
- c) não foi feito o isolamento térmico nas tubulações de gases exaustos, bem como no conjunto TCR-VTR, nem nas tubulações de água gelada e de água quente. Entretanto, após a 1ª Campanha de testes, em abril de 2023, a tubulação de água gelada foi quase toda isolada;
- d) a vedação na sucção do VTR não foi feita;
- e) a instalação de reposição de água na TR foi iniciada, mas não concluída;
- f) também não foi instalado o filtro na entrada do TCA (lado água da torre de resfriamento).

Na alimentação elétrica da bomba BAC e do ventilador da torre de resfriamento, dada sua potência, foram instalados, junto à torre de resfriamento, inversores de frequência, cuja função, a princípio, era somente controlar a partida dos motores elétricos destes equipamentos.

O funcionamento do sistema térmico é descrito na sequência, considerando a sua finalidade no Projeto CRATOS, que é de recuperar o calor dos gases de exaustão

para resfriar e desumidificar o ar atmosférico para alimentar a combustão no motor da UG-01 da UTE LORM, além de também complementar o resfriamento da água vinda do radiador, destinada ao resfriamento do ar, proveniente do turbocompressor, no CAC. Entretanto, quando se deseja operar somente o motor da UG-01, com o sistema térmico totalmente desligado, é inevitável que ainda se tenha a perda de carga na SRD, influenciando negativamente o desempenho do motor. Além disso, neste caso, também é preciso evitar o escoamento de gases de exaustão pelo grupo TCR- VTR. Assim, o sistema térmico, como foi acoplado ao motor da UG-01, interfere no funcionamento deste motor, por meio da SRD, localizada na entrada da casa de filtro de ar, e do TCA no circuito de água de resfriamento do motor, após o radiador.

Na SRD, a água gelada vinda do *chiller* promove o resfriamento e desumidificação do ar atmosférico destinado à combustão no motor, isto é, redução da temperatura e umidade absoluta (e, principalmente da temperatura de orvalho) do ar. O impacto já ocorre no turbocompressor pela diminuição da potência necessária para o compressor devido à diminuição do volume específico do ar, contribuindo assim para manter válvula *wastegate* aberta. Depois, em virtude de uma menor temperatura de orvalho do ar, pode-se, caso seja possível no CAC, realizar um maior resfriamento do ar que vai para o coletor de admissão do motor. A função do TCA, inserido no circuito de água de resfriamento do motor, é diminuir a temperatura da água na entrada do CAC, mas, sob o comando do sistema de controle do resfriamento do motor (circuito LT), o qual procura evitar a condensação do vapor de água existente no ar, pois o CAC não possui dreno de condensado. A perda de carga na SRD (lado ar) não pôde ser evitada, o que prejudica o desempenho do motor, como será visto na seção 5. Por outro lado, quanto à perda de carga no TCA (lado água de resfriamento do motor), foi prevista a instalação da BAA, o que permitiu evitar essa perda de carga adicional.

De forma geral, para iniciar a operação do sistema térmico, pode-se colocar primeiro a BAC em funcionamento para começar a circulação de água no circuito da torre de resfriamento, que atende o *chiller* e o TCA. As vazões de água da torre de resfriamento através do *chiller* e do TCA são então balanceadas, ajustando-se manualmente válvulas e rotação da BAC, que depois são mantidas constantes, embora essas vazões possam se alterar com possíveis variações de perda de carga no circuito de água da torre de resfriamento. Desta forma, o TCA já pode executar sua finalidade, que é

auxiliar o radiador no resfriamento do motor. Normalmente, com a entrada em funcionamento do TCA, ocorre redução na rotação dos ventiladores do radiador.

Em seguida, são colocadas em funcionamento as bombas de água gelada e de água quente, sendo as vazões de água nestes circuitos, no que depende da rotação de suas bombas, constantes. Porém, a vazão de água quente através do *chiller* sofre variação devido a válvula de 3 vias na entrada do mesmo, que controla a carga do *chiller*, mas sofre pequena variação no TCR e na BAQ.

A produção de água gelada no *chiller* necessita, então, do fornecimento de água quente proveniente do conjunto TCR-VTR. Para começar a geração de água quente, dá-se então início ao escoamento de gases de exaustão através do TCR-VTR, sendo a temperatura da água quente controlada pela rotação do VTR, como descrito na seção 4.1. O desligamento do sistema térmico se inicia com a interrupção do fluxo de gases de exaustão no TCR-VTR, seguida do desligamento dos outros circuitos.

4.3 PLANEJAMENTO DOS TESTES DE DESEMPENHO

Para avaliar a influência do condicionamento do ar de admissão no desempenho do MCI acoplado ao sistema térmico experimental, duas campanhas de testes foram programadas: uma em abril de 2023 (1ª Campanha) e outra em julho de 2023 (2ª Campanha). Inicialmente, aumentar-se-ia progressivamente a potência da UG-01, partindo da potência elétrica máxima usualmente produzida, que é de 8,5 MW, enquanto seus parâmetros (principalmente aqueles relacionados à segurança operacional do motor, como a pressão interna máxima nos cilindros e o controle da válvula *wastegate*) seriam monitorados, utilizando-se o sistema supervisório da UG-01 (WOIS), para garantir uma operação segura. Com cada incremento na potência do motor, este novo patamar de potência seria mantido o mais constante possível pelo WOIS até que os parâmetros do motor e do sistema térmico experimental estivessem estáveis. Cada intervalo de aumento de carga foi denominado patamar.

Para a análise do comportamento do motor sem a influência do sistema térmico experimental, a potência elétrica da UG-01 seria elevada a 8,5 MW com o sistema térmico desligado no 1º patamar. O 1º patamar foi planejado para ser o estado de referência na análise dos dados e na determinação do desempenho do motor.

No 2º patamar, a potência elétrica permaneceria constante em 8,5 MW, mas o sistema térmico seria acionado. Após verificar que os parâmetros, tanto da UG-01 quanto do sistema térmico, estariam satisfatoriamente estáveis (em regime permanente), haveria uma ronda para a coleta de dados dos instrumentos instalados em campo, cuja aquisição não foi automatizada. Após essa coleta de dados, ocorreria o aumento da potência da UG-01 para o próximo patamar. Esse procedimento seria repetido nos patamares subsequentes até que a potência elétrica máxima, estimada de 10 MW, fosse alcançada, porém, sempre monitorando continuamente os parâmetros de segurança operacional do motor.

O valor da potência elétrica será calculado a partir da média de todas as potências elétricas captadas e armazenadas no sistema supervisorio da UG-01 para cada intervalo de carga. Ou seja, visto que o intervalo de aquisição deste dado é de um em um segundo, será calculado (em planilha eletrônica) o valor para a potência elétrica média em cada patamar. Os primeiros testes foram realizados nos dias 6 e 7 de abril de 2023, conforme cronograma da Tabela 4.8.

Observou-se, nos testes realizados em abril, que a potência elétrica máxima alcançada pela UG-01 foi de aproximadamente 9,6 MW, correspondendo ao 8º patamar de carga. Devido à ocorrência de *knocking* em alguns cilindros nesse nível de potência, com pressões internas nos cilindros atingindo 174 bar, decidiu-se encerrar tal campanha de testes. A ocorrência de *knocking* indica que a pressão interna no cilindro está se aproximando do limite máximo, o que poderia causar problemas de segurança operacional para o motor.

Vale lembrar que a aquisição dos dados no 1º patamar de ambas as campanhas de testes foi obtida apenas da instrumentação da UG-01, não havendo a necessidade de coleta em campo, pois o sistema térmico estaria fora de operação e o sistema supervisorio da unidade, a saber, o WOIS, já realizaria esta coleta de forma automática.

Tabela 4.9 – Planejamento dos testes de desempenho para a 1ª Campanha

Patamar	Data	Início	Fim	Descrição
-	06/04	16h30	17h00	Dar partida na UG-01 e elevar carga até 8,5 MW sem o sistema térmico
	06/04	17h00	17h30	Aguardar estabilização dos parâmetros
1º	06/04	17h30	18h00	Coletar dados a 8,5 MW sem o sistema térmico
-	06/04	18h00	18h30	Acionar o sistema térmico e aguardar estabilização dos parâmetros
2º	06/04	18h30	19h00	Coletar dados a 8,5 MW com o sistema térmico
-	06/04	19h00	19h30	Parar a UG-01 e o sistema térmico
-	07/04	09h30	10h00	Dar partida na UG-01 e elevar carga até 8,5 MW sem o sistema térmico
-	07/04	10h00	10h30	Acionar o sistema térmico e aguardar estabilização dos parâmetros
-	07/04	10h30	11h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,0 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
3º	07/04	11h00	11h30	Coletar dados a 9,0 MW com o sistema térmico
-	07/04	11h30	12h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,2 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
4º	07/04	12h00	12h30	Coletar dados a 9,2 MW com o sistema térmico
-	07/04	12h30	13h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,3 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
5º	07/04	13h00	13h30	Coletar dados a 9,3 MW com o sistema térmico
-	07/04	13h30	14h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,4 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
6º	07/04	14h00	14h30	Coletar dados a 9,4 MW com o sistema térmico
-	07/04	14h30	15h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,5 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
7º	07/04	15h00	15h30	Coletar dados a 9,5 MW com o sistema térmico
-	07/04	15h30	16h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,6 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
8º	07/04	16h00	16h30	Coletar dados a 9,6 MW com o sistema térmico
-	07/04	16h30	17h00	Parar a UG-01 e o sistema térmico

Fonte: Produção do próprio autor.

O planejamento da 2ª Campanha foi mais conciso, devido à experiência adquirida nos testes anteriores. A Tabela 4.9 apresenta o plano de testes realizados em 7 de julho de 2023.

Tabela 4.10 – Planejamento dos testes de desempenho para a 2ª Campanha

Patamar	Data	Início	Fim	Descrição
-	07/07	08h00	08h30	Dar partida na UG-01 e elevar carga até 8,5 MW sem o sistema térmico
-	07/07	08h30	09h00	Aguardar estabilização dos parâmetros
1º	07/07	09h00	09h30	Coletar dados a 8,5 MW sem o sistema térmico
-	07/07	09h30	10h00	Acionar o sistema térmico e aguardar estabilização dos parâmetros
2º	07/07	10h00	10h30	Coletar dados a 8,5 MW com o sistema térmico
-	07/07	10h30	11h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,0 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
3º	07/07	11h00	11h30	Coletar dados a 9,0 MW com o sistema térmico
-	07/07	11h30	12h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,5 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
4º	07/07	12h00	12h30	Coletar dados a 9,5 MW com o sistema térmico
-	07/07	12h30	13h00	Elevar a carga da UG-01 até 9,6 MW e aguardar estabilização dos parâmetros
5º	07/07	13h00	13h30	Coletar dados a 9,6 MW com o sistema térmico
	07/07	13h30	14h00	Parar a UG-01 e o sistema térmico

Fonte: Produção do próprio autor.

4.4 INDICADORES DE VIABILIDADE ECONÔMICA

Para realizar a viabilidade econômica do sistema térmico, além dos custos de investimento (exibidos na seção 3.5), é necessário conhecer a receita líquida e, posteriormente, utilizar indicadores financeiros para revelar sua viabilidade. Dentre os indicadores financeiros existentes, optou-se pelo uso do valor presente líquido (VPL), da taxa interna de retorno (TIR), do custo total de investimento máximo viável (CTI_{limite}), do *payback* simples (PBS) e do *payback* descontado (PBD) por fornecerem subsídios suficientes para as tomadas de decisões.

A receita líquida consiste, basicamente, na subtração das despesas dos ganhos. No caso da operação da UG-01, o cálculo da receita líquida foi realizado por meio da equação (1).

$$R_{líq} = [(P_{ad} \cdot d) \cdot CVU] - [(\dot{m}_{comb,ad} \cdot d) \cdot p_{GN}] \quad (1)$$

Onde R_{liq} é a receita líquida em R\$, P_{ad} é a potência elétrica líquida adicional em kW, d é o despacho anual em horas, CVU é o Custo Variável Unitário em R\$/kWh, $\dot{m}_{comb,ad}$ é a vazão adicional de gás natural em kg/h e p_{GN} é o preço do gás natural.

O VPL é um indicador amplamente utilizado na análise de viabilidade de investimentos, que consiste na diferença entre o valor presente das receitas futuras previstas e o valor presente dos custos iniciais do investimento. A fórmula para o cálculo do VPL é apresentada na equação (2).

$$VPL = \sum_{t=0}^n \frac{R_t}{(1+r)^t} \quad (2)$$

Onde R_t é o fluxo de caixa no período t , r é a taxa de desconto, t é o período de tempo e n é o número total de períodos.

A TIR é a taxa de desconto que faz com que o VPL de um projeto seja igual a zero. Em termos práticos, representa a taxa que equilibra o valor presente dos fluxos de caixa positivos e negativos associados a um investimento. O cálculo da TIR é realizado por intermédio da resolução da equação (3).

$$0 = \sum_{t=0}^n \frac{R_t}{(1+TIR)^t} \quad (3)$$

Onde R_t é o fluxo de caixa no período t , TIR é a própria taxa interna de retorno, t é o período de tempo e n é o número total de períodos.

O CTI_{limite} pode ser definido como o valor limite do investimento total permitido para um projeto ou empreendimento, de modo que ele ainda seja considerado economicamente viável. Este indicador é encontrado resolvendo-se a equação (4).

$$CTI_{limite} = Investimento + VPL \quad (4)$$

O PBS é o tempo necessário para que a soma da receita líquida acumulada de um investimento iguale o valor total do investimento inicial. Em outras palavras, é o

período em que o capital investido é totalmente recuperado. A fórmula básica para o cálculo do PBS é apresentada na equação (5), onde $R_{líq}$ é a receita líquida.

$$PBS = \frac{Investimento}{R_{líq}} \quad (5)$$

O PBD representa o período de tempo necessário para que o valor presente dos fluxos de caixa futuros de um investimento iguale o valor do investimento inicial, considerando o valor do dinheiro no tempo por meio de uma taxa de desconto. A fórmula básica para o cálculo do PBD é apresentada na equação (6).

$$PBD = \frac{Investimento}{\sum_{t=1}^n \frac{R_t}{(1+r)^t}} \quad (6)$$

Onde R_t é o fluxo de caixa no período t , r é a taxa de desconto, t é o período de tempo e n é o número total de períodos.

5 RESULTADOS

Os resultados do projeto, como um todo, com base nos testes de desempenho do motor acoplado ao sistema térmico são discutidos nesta seção, bem como sua viabilidade econômica. A princípio, é apresentada a primeira campanha de testes, com uma análise dos comportamentos registrados e as principais ocorrências, além de uma descrição dos desempenhos individuais de cada componente do sistema térmico. Posteriormente, é feito um relato semelhante para a segunda campanha de testes de desempenho. Por fim, é discutida a viabilidade econômica, mostrando possíveis cenários, principalmente da receita líquida, ou seja, dos gastos com gás natural e do Custo Variável Unitário (CVU) de venda da energia elétrica e, também, de comparações com investimentos prévios realizados pelo grupo empresarial.

5.1 PRIMEIRA CAMPANHA DE TESTES DE DESEMPENHO

Os testes de desempenho do motor da UG-01 da UTE LORM, sem e com o sistema térmico (ST), realizados nos dias 06 e 07/04/2023 (chamados de testes de abril), seguiram aproximadamente a sequência de condições operacionais, conforme mostrado na Tabela 5.1. O objetivo principal desses testes, conforme previsto no Projeto CRATOS, foi determinar (medir) a influência do condicionamento do ar de combustão no desempenho do motor da UG-01.

Tabela 5.1 – Patamares dos testes de abril como realizados

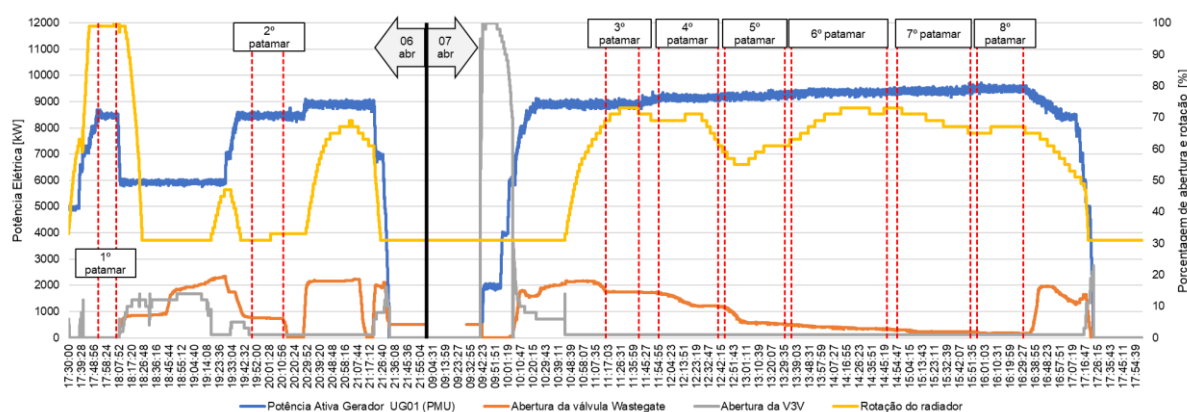
Patamar	Condição	Potência (kW)	Data	Corrigido		Coletas em campo	
				Início	Final	Início	Final
1º	8.500 s/ ST	8.463,73	06/04	17h52	18h06	-	-
2º	8.500 c/ ST	8.456,07	06/04	19h48	20h12	19h20	19h50
3º	9.000 c/ ST	8.912,54	07/04	11h15	11h40	11h00	11h30
4º	9.200 c/ ST	9.153,45	07/04	11h55	12h40	12h10	12h40
5º	9.300 c/ ST	9.218,10	07/04	12h45	13h30	-	-
6º	9.400 c/ ST	9.349,74	07/04	13h35	14h47	14h05	14h35
7º	9.500 c/ ST	9.412,45	07/04	14h55	15h50	15h10	15h40
8º	9.600 c/ ST	9.505,37	07/04	15h55	16h30	-	-

Fonte: Produção do próprio autor.

A partir da Tabela 5.1, pode-se observar que no dia 06/04/2023 a potência elétrica média na UG-01 foi elevada para cerca de 8.464 kW no período das 17h52 às 18h06, que constitui o 1º patamar, no qual o sistema térmico estava desligado. Ainda no dia 06/04/2023, para aproximadamente a mesma potência elétrica média na UG-01 (cerca de 8.456 kW), no 2º patamar (período das 19h48 às 20h12), o sistema térmico estava operando e, portanto, com condicionamento do ar de combustão na SRD, além de resfriamento complementar no TCA. Assim, neste 2º patamar, a rotação dos ventiladores do radiador se manteve no mínimo (cerca de 30% da rotação nominal), a V3V-LT fechou, enviando toda a água quente proveniente do motor para o radiador, e a válvula *wastegate* abriu (cerca de 8% aberta), o que pareceu uma abertura pequena para as condições operacionais do 2º patamar.

No dia 07/04/2023, conforme mostrado na Tabela 5.1, bem como na Figura 5.1, os testes prosseguiram por mais seis patamares, com o sistema térmico em operação em todos eles. O comportamento da válvula *wastegate*, considerado normal, foi de fechar (diminuir sua abertura) com o aumento da potência, ficando praticamente fechada no 8º patamar. A abertura da V3V-LT apresentou um valor de cerca de 1%, enquanto o radiador apresentou variação de rotação para controlar a temperatura da água de resfriamento do motor. As potências elétricas médias, os períodos para medições com aquisição automática de dados, e os intervalos de medições de campo (aquisição manual de dados) para o 3º, 4º, 5º, 6º, 7º e 8º patamares podem ser vistos na Tabela 5.1.

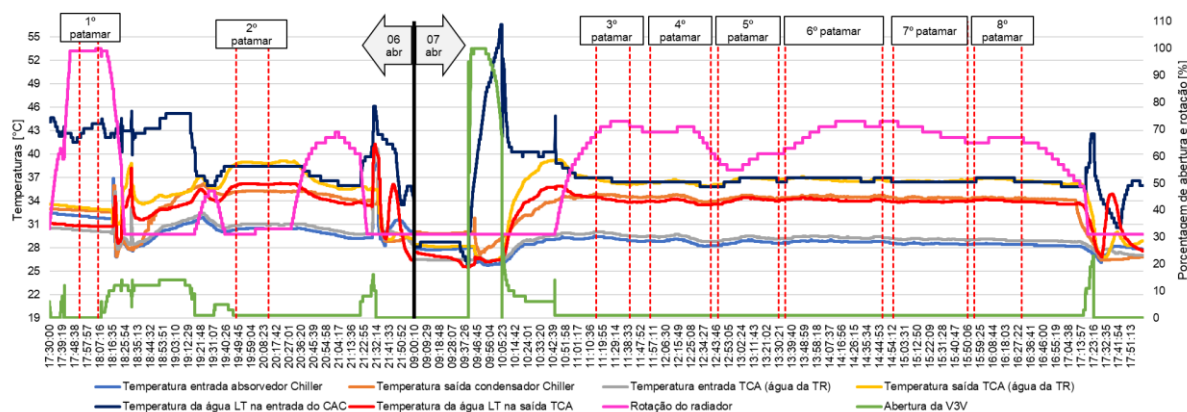
Figura 5.1 – Variação da potência, rotação do radiador e abertura das válvulas *wastegate* e V3V-LT nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.2, pode-se observar a variação da temperatura da água de resfriamento do motor (circuito LT) na saída do TCA e na entrada do CAC durante os testes de abril. A temperatura da água do circuito LT na entrada do CAC diminuiu com a entrada do sistema térmico, sendo de cerca de 43°C no 1º patamar (sem sistema térmico), 38°C no 2º patamar e 37°C no 3º ao 8º patamares. Com o sistema térmico operando e a V3V-LT fechada, seria normal que essa temperatura fosse “igual” à da água do circuito LT na saída do TCA, mas isso não ocorreu, sendo a diferença de cerca de 3°C no 2º ao 8º patamares. O medidor de abertura da V3V-LT registrou uma abertura de 1%. O radiador funcionou a 100% de sua capacidade (rotação máxima de seus ventiladores) no 1º patamar, sem sistema térmico, rotação mínima (30% da nominal) no 2º patamar, e oscilou em torno de 70% nos demais patamares. O aumento na temperatura da água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento ao escoar através do TCA foi de cerca de 9°C, estando acima do aumento previsto de 6°C, o que pode indicar uma baixa vazão.

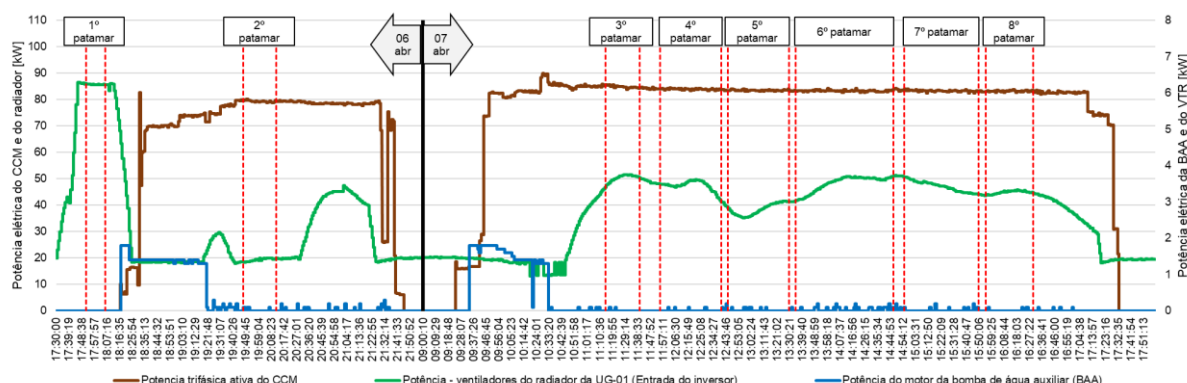
Figura 5.2 – Variação de temperatura da água de resfriamento da TR e do circuito LT, da rotação do radiador e da abertura da V3V-LT nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.3 pode-se notar que a demanda de potência elétrica no sistema térmico (CCM) foi de cerca de 80 kW no 2º patamar e de, aproximadamente, 84 kW no 3º ao 8º patamares. A potência elétrica do radiador seguiu, como esperado, as oscilações da rotação de seus ventiladores, como mostrado nas Figuras 5.1 e 5.2. Já a potência elétrica da BAA apresentou um comportamento aparentemente diferente do esperado, pois manifestou problemas em seu funcionamento. Posteriormente, verificou-se que a mesma estava com sentido de giro invertido, por ter sido instalada incorretamente.

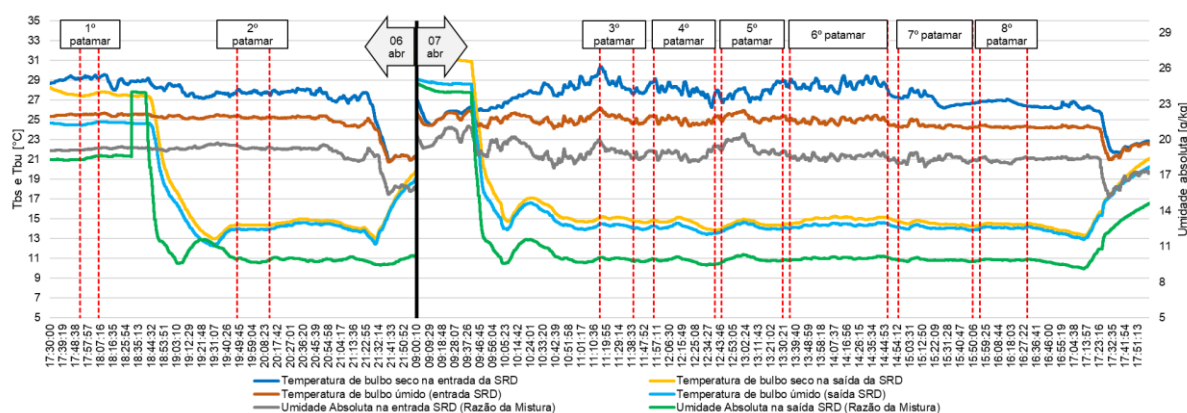
Figura 5.3 – Variação da potência elétrica no sistema térmico (CCM), no radiador e na BAA nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.4 verifica-se a variação das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, bem como da umidade absoluta do ar de combustão na entrada e na saída da SRD ao longo dos testes de abril. A umidade absoluta do ar após a SRD registrou um declínio de cerca de 8 g/kg_{ar}, diminuindo de cerca de 18 g/kg_{ar} para 10 g/kg_{ar}. Com a redução da umidade absoluta do ar, desprezando qualquer condensação no CAC, advém um decréscimo na temperatura de orvalho no coletor de ar e, consequentemente, poder-se-ia ter menor temperatura da água na entrada do CAC, como pode ser visto na Figura 5.2. Contudo, a temperatura da água na entrada do CAC depende da capacidade de resfriamento dela no radiador e no TCA.

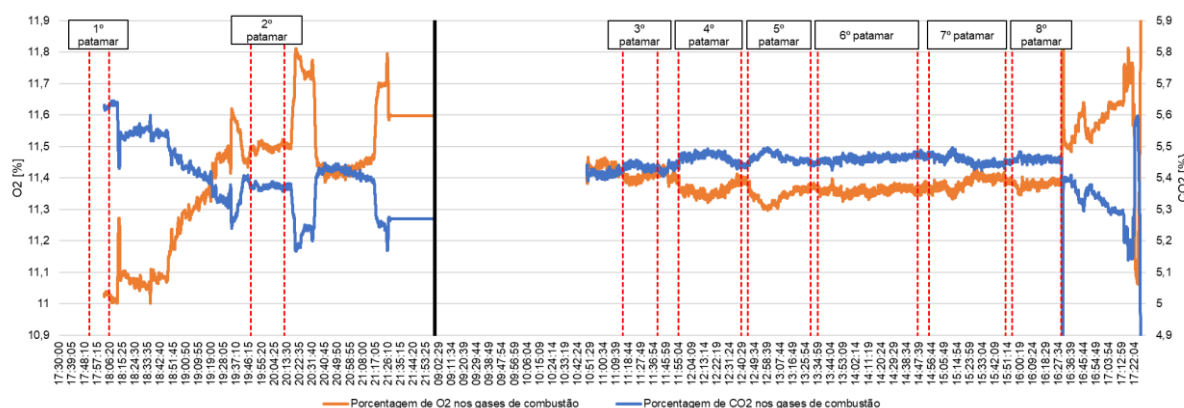
Figura 5.4 – Variação das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, bem como da umidade absoluta do ar na entrada e na saída da SRD nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Observou-se ainda que o teor de O_2 variou durante a realização dos testes de abril (Figura 5.5). No 1º patamar, foi de cerca de 11%, seu menor valor nos testes, o que indica um menor excesso de ar na combustão (menor λ), em provável concordância com o funcionamento da válvula *wastegate*, que se encontrava totalmente fechada neste 1º patamar (Figura 5.1). Portanto, no 1º patamar, não ocorreu controle do excesso de ar de combustão. O teor de O_2 no 2º patamar foi de aproximadamente 11,5%, indicando um maior excesso de ar na combustão que o ocorrido no 1º patamar. No 3º ao 8º patamares, o teor de O_2 oscilou em torno de 11,4%. Deve-se lembrar que, quando o teor de O_2 aumenta, o de CO_2 diminui.

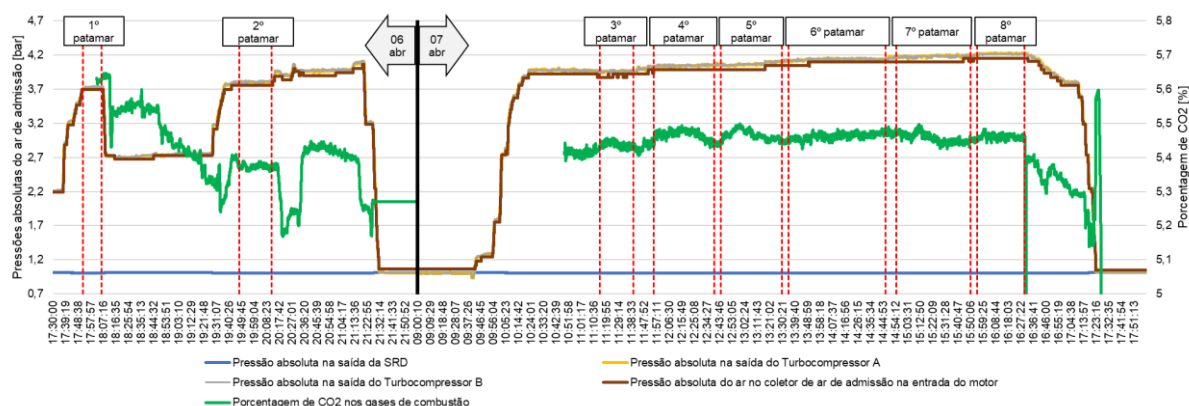
Figura 5.5 – Variação dos teores de O_2 e CO_2 nos gases de combustão nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

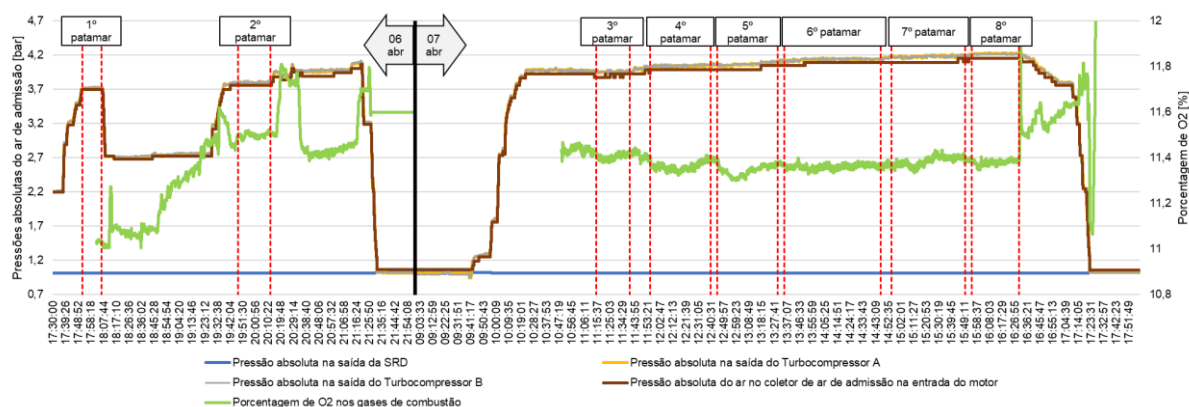
Nas Figuras 5.6 e 5.7, pode-se perceber a variação da pressão absoluta do ar de combustão nas saídas dos turbocompressores A e B, bem como da pressão no coletor de ar, sendo registrado, de forma geral, um aumento delas com a elevação da potência da UG-01. Entretanto, no 2º patamar foram registradas pressões maiores que no 1º patamar, mesmo para potência constante. Isso reforça a conclusão de falta de controle do excesso de ar de combustão no 1º patamar, visto que a válvula *wastegate* estava totalmente fechada (Figura 5.1). Por sua vez, a pressão absoluta do ar de combustão na saída da SRD variou somente em função da perda de carga na SRD (lado ar), parecendo nos gráficos das Figuras 5.6 e 5.7, por questão de escala, como constante. Na Figura 5.6, juntamente com as pressões do ar de combustão, apresenta-se a variação do teor de CO_2 nos testes de abril, enquanto na Figura 5.7, além das pressões do ar de combustão, ilustra-se a variação do teor de O_2 nos testes de abril.

Figura 5.6 – Variação das pressões do ar de combustão na saída da SRD, nas saídas dos turbocompressores e no coletor de ar, e teor de CO₂ nos gases de combustão nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

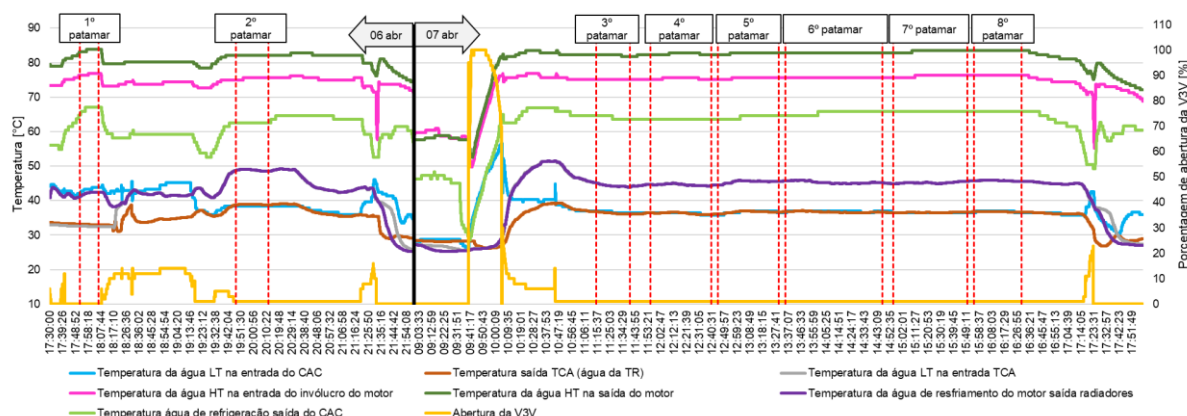
Figura 5.7 – Variação das pressões do ar de combustão na saída da SRD, nas saídas dos turbocompressores e no coletor de ar, e teor de O₂ nos gases de combustão nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

As temperaturas da água de resfriamento do motor (circuito HT), na entrada (cerca de 75°C) e na saída (cerca de 83°C) do bloco do motor, sofreram ligeiro aumento em função da elevação da potência no motor (Figura 5.8). Cabe registrar que as temperaturas da água de resfriamento do motor no circuito HT não sofreram diminuição com a queda na temperatura da água na entrada do CAC devido ao sistema térmico, como foi observado nos testes de julho (seção 5.2). Entre os testes de abril e julho, foram trocadas (instaladas) algumas válvulas termostáticas com menores temperaturas de abertura entre os circuitos HT e LT de resfriamento do motor. A temperatura da água na entrada do CAC foi de cerca de 43°C no 1º patamar (sem sistema térmico), 39°C no 2º patamar e 37°C no 3º ao 8º patamares.

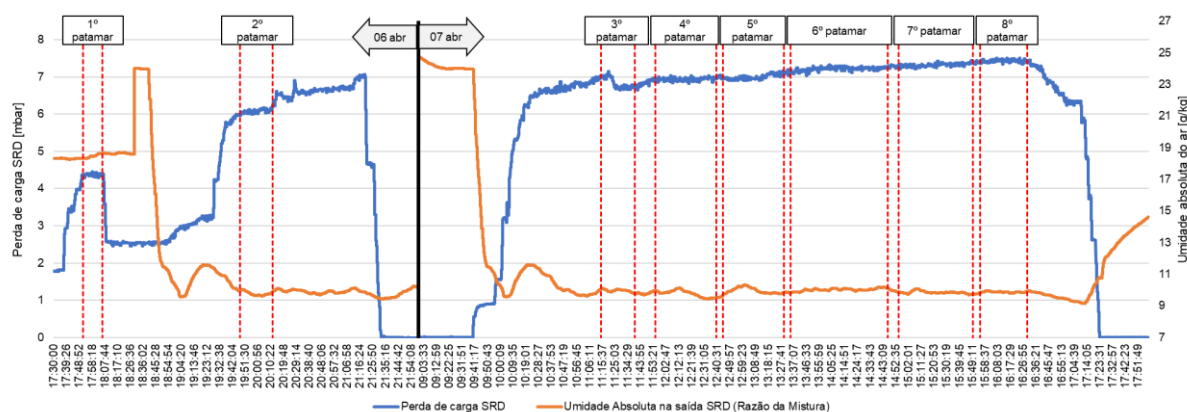
Figura 5.8 – Variação das temperaturas da água de resfriamento do motor nos circuitos LT e HT, da água da torre de resfriamento na saída do TCA e abertura da V3V-LT nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

No 1º e 2º patamares, para uma mesma potência na UG-01, observou-se ainda um aumento na perda de carga (lado ar) na SRD, de 4,5 mbar para 6 mbar, o que poderia ser associado à formação de filme de condensado na superfície externa da SRD e do eliminador de gotas, além da existência de filtros molhados (Figura 5.9). Como esperado, no 3º ao 8º patamares, observou-se um aumento da perda de carga (lado ar) na SRD com a elevação da potência na UG-01 e consequente aumento da vazão de ar de combustão. A umidade absoluta do ar de combustão, na saída da SRD, diminuiu de aproximadamente 18 gv/kg_{ar}, no 1º patamar (sem sistema térmico), para cerca de 10 gv/kg_{ar}, nos demais patamares.

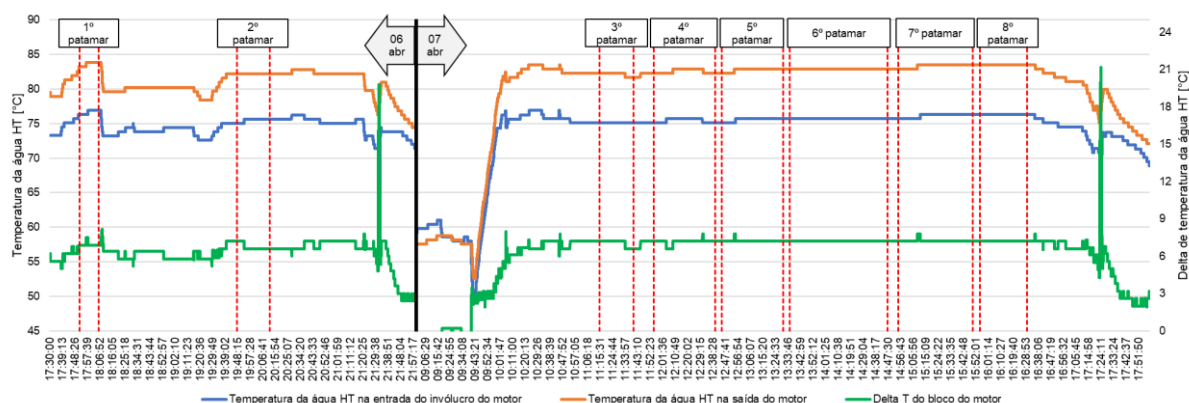
Figura 5.9 – Variação da umidade absoluta do ar na saída da SRD e sua perda de carga (lado ar) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.10, pode-se verificar, para o 1º patamar, temperaturas da água de resfriamento do motor (circuito HT) na entrada e na saída do bloco de cerca de 1°C maiores que nos outros patamares. Para os outros patamares, notou-se um ligeiro aumento dessas temperaturas, bem como da diferença entre elas, embora isso seja de difícil observação no gráfico.

Figura 5.10 – Variação das temperaturas da água de resfriamento do motor (circuito HT) na entrada e na saída do bloco e sua diferença nos testes de abril

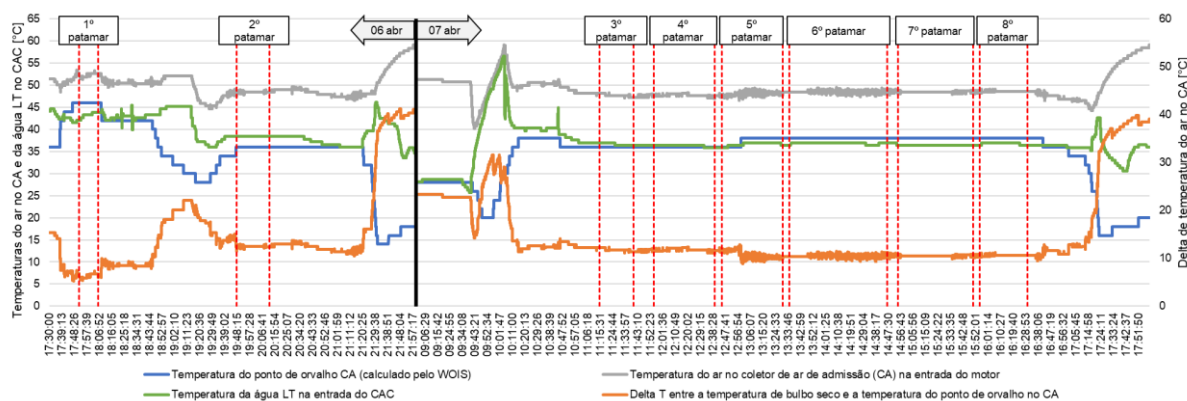


Fonte: Produção do próprio autor.

Já a temperatura de orvalho no coletor do ar de admissão (CA), relacionada à umidade absoluta e à pressão do ar (mais alta para maiores potências da UG-01) no CA, foi de cerca de 46°C no 1º patamar, sem sistema térmico, diminuindo para aproximadamente 36°C no 2º patamar devido à redução da umidade absoluta do ar de combustão promovida pelo sistema térmico, como mostra a Figura 5.11. No 3º e 4º patamares, a temperatura de orvalho no coletor de ar também foi por volta de 36°C, enquanto no 5º ao 8º patamares registrou-se, aproximadamente, 37°C para essa temperatura. A temperatura de bulbo seco do ar no coletor foi em torno de 53°C no 1º patamar, caindo para próximo de 48°C nos demais patamares. A diferença entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de orvalho do ar no coletor foi de cerca de 7°C no 1º patamar, aproximadamente 14°C no 2º patamar, 13°C no 3º e 4º patamares e 11°C no 5º ao 8º patamares. Cabe comentar que, nas simulações do desempenho do motor no GT-Power (Campbell *et al.*, 2020), tal diferença de temperatura foi variada de 2°C a 8°C, com incrementos de 2°C, portanto, abaixo dos valores registrados no 2º ao 8º patamares. Menores temperaturas da água na entrada do CAC poderiam ter

aumentado a capacidade de resfriamento do ar de combustão, aproveitando melhor o condicionamento realizado pela SRD.

Figura 5.11 – Variação das temperaturas de bulbo seco e de orvalho do ar no coletor, a diferença entre essas temperaturas, bem como a temperatura da água na entrada do CAC nos testes de abril



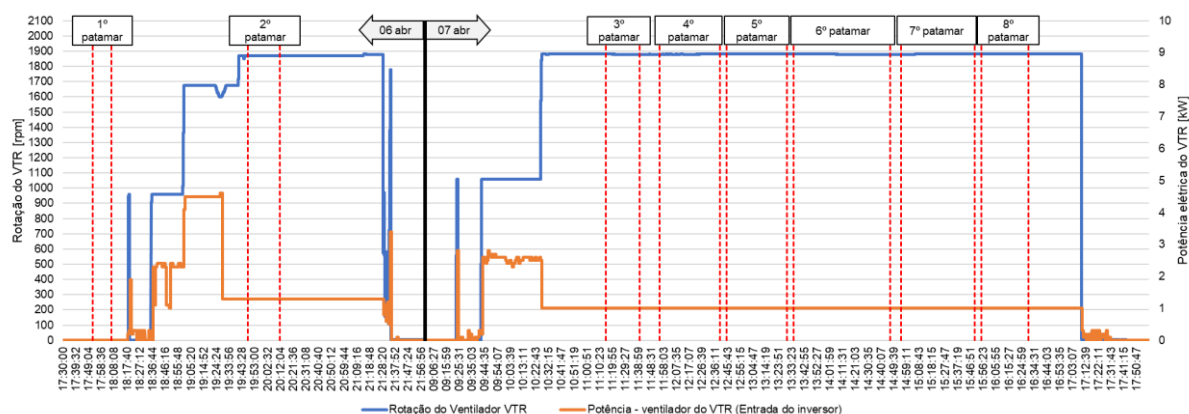
Fonte: Produção do próprio autor.

Nota: Coletor de ar de admissão (CA)

Tendo em vista a Figura 5.12, observa-se que a rotação do VTR se manteve no máximo (próximo de 1.900 rpm) em todos os patamares com o sistema térmico em operação, indicando falta de controle (e capacidade) na geração de água quente no TCR destinada ao *chiller*. Assim, o *chiller* não poderia alcançar sua capacidade nominal e produzir água gelada a 7°C como desejado. Nesta Figura 5.12, pode-se também notar que a potência do VTR aparentemente não foi corretamente medida e/ou registrada, pois, como mencionado anteriormente, o aumento de rotação do ventilador deveria ocasionar um aumento na demanda de potência elétrica, contudo, ocorreu o contrário, uma redução desta demanda quando o VTR foi mais solicitado.

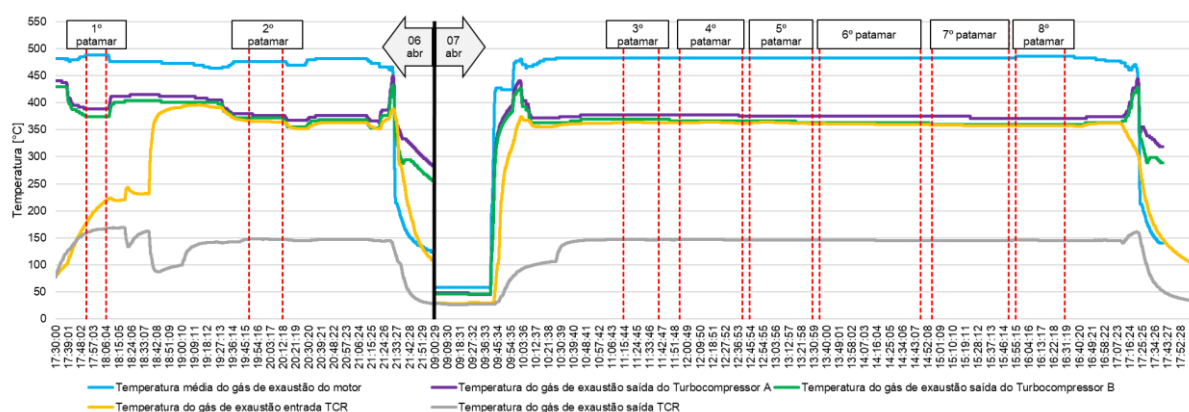
A temperatura dos gases de exaustão (produtos da combustão do gás natural nos cilindros do motor) na entrada do TCR foi de cerca de 380°C e de, aproximadamente, 150°C na saída do TCR em todos os patamares com o sistema térmico em operação (Figura 5.13). Esse desempenho parece estar de acordo com a Figura 5.12, na qual a rotação do VTR se manteve no máximo no 2º ao 8º patamares.

Figura 5.12 – Variação da rotação e da potência do VTR nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 5.13 – Variação das temperaturas dos gases de exaustão nos testes de abril



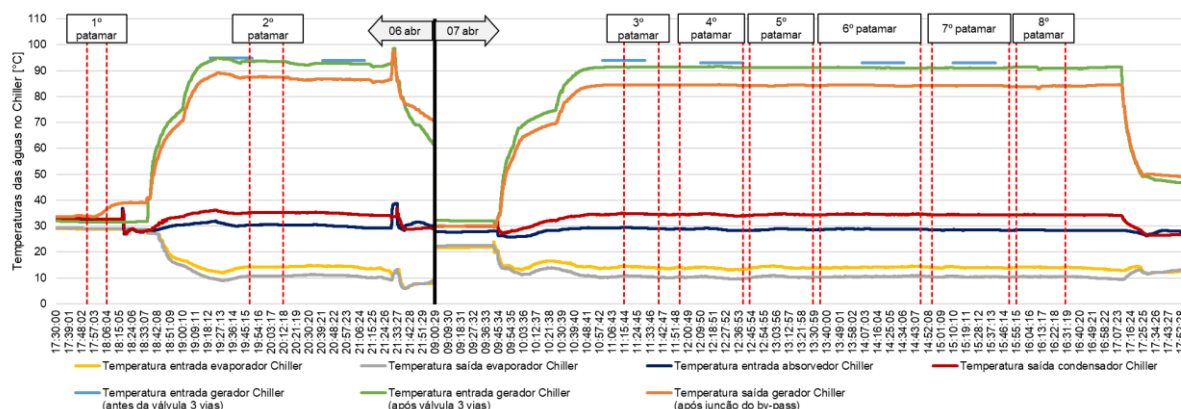
Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.14, pode-se notar que a temperatura da água gelada não atingiu 7°C, como desejado na operação do *chiller*, mas somente 10°C, o que, por sua vez, prejudicou o processo de resfriamento e desumidificação do ar de combustão na SRD. Na condição nominal, o *chiller* deveria receber água quente a 98°C, mas isso não aconteceu, sendo a temperatura da água quente na entrada do *chiller* de cerca de 93°C no 2º patamar, e de apenas 90°C do 3º ao 8º patamar. Deve-se, entretanto, aqui registrar a inexistência de isolamento térmico nas tubulações de água quente e de água gelada, bem como da SRD, do TCR e da tubulação de gases exaustos a montante do TCR.

A temperatura da água de resfriamento do *chiller* (proveniente da torre de resfriamento) permaneceu próxima a 30°C, com elevação de cerca de 6°C, como planejado para as condições nominais, indicando, portanto, que a vazão deveria estar menor,

pois o *chiller* operava em carga parcial, com menor taxa de calor a ser rejeitada na torre de resfriamento.

Figura 5.14 – Variação das temperaturas da água gelada, quente e de resfriamento nas entradas e saídas do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Os testes desta 1ª Campanha foram interrompidos no 8º patamar (com potência elétrica de 9.505,37 kW) devido ao início de ocorrências de *knocking*, pois a pressão interna média dos cilindros do MCI estava próxima dos limites de segurança operacionais (174 bar).

O TCR não foi capaz de fornecer água suficientemente quente ao *chiller*. Primeiramente, porque a água na saída do TCR só conseguiu atingir temperaturas em torno de 95°C, 97% da nominal do *chiller*, e também, devido à falta de isolamento térmico nas tubulações, a água entrava no gerador do *chiller* à cerca de 91°C, ou seja, 93% do valor preconizado pelo fabricante. Isto impactou diretamente a produção de água gelada, a qual saía do evaporador do *chiller* por volta de 10,5°C, 150% da nominal, e chegava à SRD com aproximadamente 11°C. Como o esperado era que a água gelada adentrasse a SRD com 7°C, a capacidade de resfriamento do ar foi reduzida alcançando valores em torno de 15°C, sendo que o almejado era 12,5°C. Desta forma não foi possível resfriar e nem desumidificar (umidade absoluta em torno de 10% superior à planejada) suficientemente o ar de admissão.

O TCA, por sua vez, também não conseguiu atingir sua capacidade projetada, visto que a BAC não forneceu a vazão esperada para a água de resfriamento da TR

(impactando o resfriamento tanto do *chiller* quanto do TCA), cujo valor nominal seria de 453 m³/h e a vazão praticada foi em média 70% deste valor.

De forma mais detalhada, no Apêndice A.1 são apresentados os desempenhos individuais dos equipamentos componentes do sistema térmico experimental durante a 1ª Campanha de testes comparando as médias dos valores medidos nos patamares com o valor nominal do fabricante.

5.2 SEGUNDA CAMPANHA DE TESTES DE DESEMPENHO

Os testes de desempenho do motor da UG-01 da UTE LORM sem e com o sistema térmico, realizados em 07/07/2023 (chamados de testes de julho), seguiram aproximadamente o planejamento mostrado na Tabela 4.9. O objetivo principal desses últimos testes do Projeto CRATOS, embora realizados tardiamente no mês de julho, que é um dos meses mais frios do ano, foi repetir os testes do início de abril com melhores condições de funcionamento do motor da UG-01, principalmente quanto à vazão de água de resfriamento do motor e obtenção de uma diferença de temperatura terminal no CAC, que pudesse ser considerada “normal”. A simulação do desempenho do motor no GT-Power (Campbell *et al.*, 2020) previa um excesso de ar de combustão constante ($\lambda = 2$), cujo controle seria feito pela válvula *wastegate*, que aparentemente não abriu livre o suficiente em certas condições operacionais. Estimou-se também uma temperatura fixa nas paredes dos cilindros, que, pode-se dizer, está diretamente relacionada à temperatura da água de resfriamento do bloco do motor (temperatura do circuito HT), cujo controle seria feito por válvulas termostáticas em paralelo ligando os circuitos LT e HT de resfriamento do motor, mas que foram modificadas depois dos testes de abril. Algumas dessas válvulas termostáticas, originalmente reguladas para 82°C, foram substituídas por válvulas reguladas para 54°C. Assim, pode-se adiantar que a comparação dos dados experimentais (provenientes dos testes realizados em abril e em julho de 2023) com o desempenho do motor simulado no GT-Power necessita de considerações adequadas.

Na Tabela 5.2 estão identificadas as reais condições operacionais em que os testes do motor da UG-01 foram executados no dia 07/07/2023. Os períodos de coleta de dados foram selecionados buscando uma razoável estabilidade operacional do motor e do sistema térmico (operação em regime permanente). Assim, para o 1º patamar de

carga (8.500 kW), somente com o motor funcionando, isto é, sem o sistema térmico (inclusive sem o TCA), considerou-se os dados com aquisição automática que foram coletados no período das 09h35 às 09h55. No 2º patamar (8.500 kW) registrou-se, com a aquisição automática de dados no período das 10h19 às 10h30, a influência do resfriamento auxiliar da água de resfriamento do motor realizado no TCA, o qual, neste período, estava sendo alimentado pela água da torre de resfriamento (BAC e ventilador da TR ligados). Contudo, neste 2º patamar, a SRD ainda não recebia água gelada do *chiller*, que estava apenas iniciando sua operação, isto é, sem o condicionamento do ar de combustão do motor na SRD. No 3º patamar (8.500 kW), considerou-se os dados com aquisição automática no período das 11h42 às 11h49, devido às muitas variações que ocorreram em parâmetros operacionais, as quais serão comentadas e analisadas mais adiante. A coleta dos dados de campo, referentes a este 3º patamar, ocorreu no período das 11h20 às 11h45, pois se acreditava que a operação estivesse estável como planejado. No que se refere ao 4º patamar (9.000 kW), ao 5º patamar (9.500 kW) e ao 6º patamar (9.600 kW), os períodos de coleta dos dados de campo e com aquisição automática coincidiram satisfatoriamente, pois o funcionamento da UG-01 e do sistema térmico se deu de forma bem mais estável que nos demais patamares, como pode ser visto na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Patamares dos testes de julho como realizados

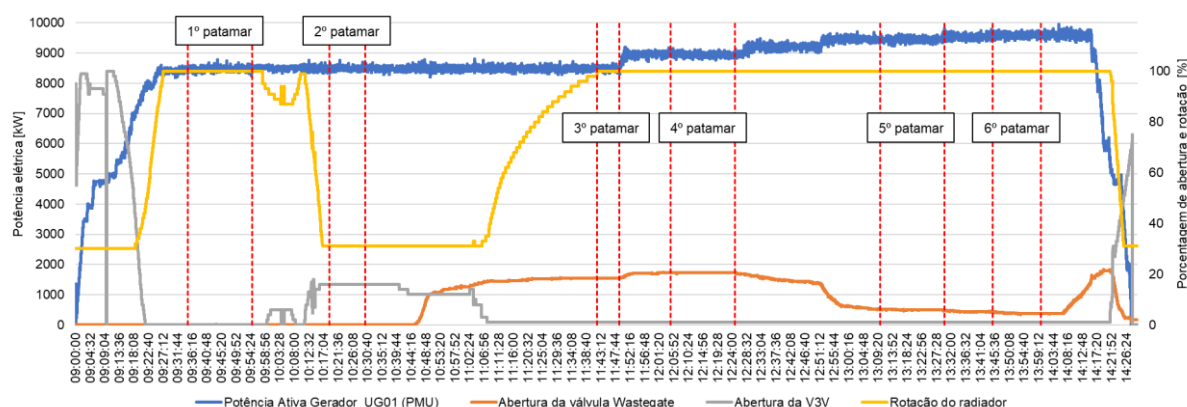
Patamar	Condição	Potência (kW)	Data	Corrigido		Coletas em campo	
				Início	Final	Início	Final
1º	8.500 s/ ST	8.491,42	07/07	09h35	09h55	-	-
2º	8.500 c/ TCA	8.505,06	07/07	10h19	10h30	-	-
3º	8.500 c/ ST	8.506,59	07/07	11h42	11h49	11h20	11h45
4º	9.000 c/ ST	8.954,71	07/07	12h05	12h25	12h05	12h25
5º	9.500 c/ ST	9.462,69	07/07	13h10	13h30	13h10	13h30
6º	9.600 c/ ST	9.606,91	07/07	13h45	14h00	13h45	14h00

Fonte: Produção do próprio autor.

A elevação de carga na UG-01 iniciou por volta das 09h, conforme mostrado na Figura 5.15, alcançando uma potência média de 8.491,42 kW no intervalo das 09h35 às 09h55 (1º patamar). No início, para acelerar o aquecimento do motor, a rotação do radiador se manteve no mínimo (cerca de 30% da rotação nominal), enquanto a V3V-LT forçava a recirculação de água quente, isto é, desviava a água de resfriamento do

motor do radiador. Assim, após a análise da variação de vários parâmetros, considerou-se que o período das 09h35 às 09h55 (1º patamar) seria adequado e representativo do desempenho da UG-01 operando a uma potência média de 8.491,42 kW e sem a interferência do sistema térmico. Portanto, os dados e índices de desempenho apurados nestas condições de operação poderiam ser tomados como referência para comparações. Cabe registrar aqui que foi necessário resfriar o TCR, de forma improvisada, jogando água sobre o mesmo durante este período de operação. Isto porque os gases de combustão escoavam de forma indesejada através do TCR, mesmo com válvula de gases na sua entrada fechada, pois a válvula de gases quentes na entrada do TCR não apresentava estanqueidade (sua sede derreteu devido à alta temperatura dos gases de combustão, que foi da ordem de 350°C), gerando assim água quente sem consumo neste período, com o *chiller* ainda fora de operação. No período do 1º patamar, como também ilustrado na Figura 5.15, a rotação dos ventiladores do radiador estava no máximo e a V3V-LT fechada, indicando uma falta de capacidade de resfriamento do radiador, cujas aletas se encontravam deterioradas.

Figura 5.15 – Variação da potência, da rotação do radiador e da abertura das válvulas *wastegate* e V3V-LT nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

No período das 10h19 às 10h30 (2º patamar), com a UG-01 operando a uma potência média de 8.505,06 kW, somente o TCA, um dos componentes do sistema térmico, estava influenciando na operação do motor ao fazer o resfriamento auxiliar da água de resfriamento do motor proveniente do radiador. Neste período, ainda não se realizava qualquer condicionamento (resfriamento e desumidificação) do ar de combustão do motor na SRD, pois, até aquele momento, não havia disponibilidade de água

gelada. Na Figura 5.15, pode-se observar que o resfriamento proporcionado pelo TCA (recebendo água da TR a cerca de 24°C) foi excessivo para essa condição operacional, forçando a abertura da V3V-LT, mesmo com uma rotação mínima dos motores do radiador, para manter uma temperatura adequada da água na entrada do CAC. Após esse 2º patamar, com a partida do *chiller*, verificou-se que a temperatura da água de resfriamento proveniente da TR estava muito baixa para os parâmetros operacionais do *chiller*, forçando uma redução no controle da rotação do ventilador da TR de 60 Hz para 40,9 Hz, com consequente aumento da temperatura da água na bacia da própria TR.

Dando sequência à análise dos dados dos testes de desempenho, identificou-se, dentro do intervalo total das 10h10 às 11h51, o curto período entre 11h42 e 11h49 (3º patamar), com a UG-01 operando a uma potência média de 8.506,59 kW, como adequado para coleta de dados e cálculo de índices de desempenho representativos da operação sobre a influência do sistema térmico, principalmente, no que se refere ao condicionamento (resfriamento e desumidificação) do ar de combustão do motor, mas também ao resfriamento complementar da água de resfriamento do motor no TCA. Durante o alinhamento do sistema térmico ocorreram muitas variações de parâmetros operacionais, com consequentes dificuldades para se identificar um período adequado com operação estável (operação em regime permanente) para esse 3º patamar. Neste período, com a elevação da temperatura da água proveniente da torre de resfriamento (de 23°C para cerca de 28°C) e diminuição da umidade absoluta (e da temperatura de orvalho) do ar de combustão após a SRD, o resfriamento da água de resfriamento do motor passou a ser feito pelo TCA e, principalmente, pelo radiador, que registrou um aumento “lento” da rotação de seus ventiladores, indo do mínimo ao máximo num período de aproximadamente de 35 minutos (das 11h07 às 11h42). Neste 3º patamar, a V3V-LT estava fechada, forçando toda água de resfriamento escoar pelo radiador, enquanto a válvula *wastegate* abriu para controlar a quantidade de ar de combustão.

No período das 12h05 às 12h25 (4º patamar), a UG-01 passou a operar com uma potência média de 8.954,71 kW, sob influência do sistema térmico, que promovia o condicionamento do ar de combustão na SRD e, no TCA, o resfriamento complementar da água proveniente do radiador, cujos ventiladores permaneciam em rotação máxima. O inversor de frequência do ventilador da TR continuava ajustado em 40,9 Hz

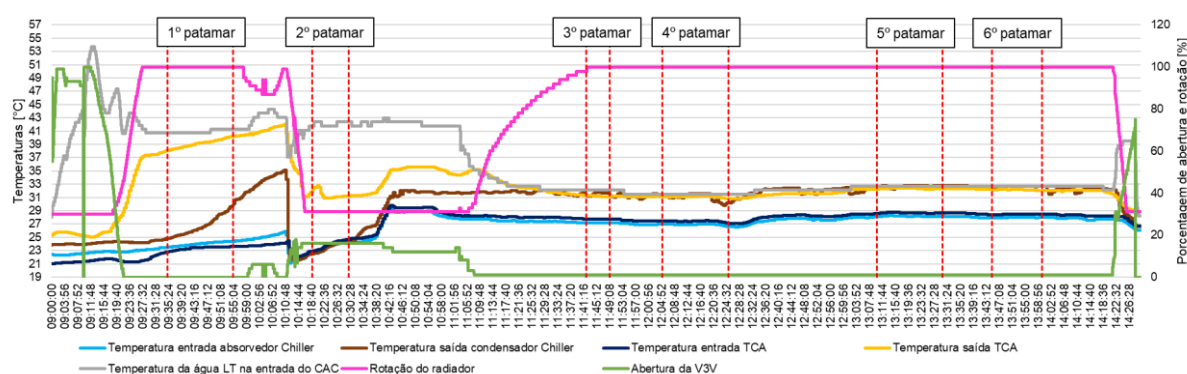
para manter uma temperatura alta (cerca de 27°C) na bacia da torre de resfriamento, como exigido pelo *chiller* para evitar cristalização do brometo de lítio.

No período das 13h10 às 13h30 (5º patamar), a UG-01 operou a uma potência média de 9.462,69 kW, sob influência do sistema térmico e com operação estável, semelhante ao ocorrido no 4º patamar. Isso também foi constatado no período das 13h45 às 14h00 (6º patamar). O comportamento da válvula *wastegate*, considerado normal e como esperado, foi o de fechar com a elevação da potência do motor e consequente aumento no consumo de ar de combustão, o que demandou maior potência no turbocompressor. Entretanto, um resultado “estranho” foi registrado no comportamento da válvula *wastegate* com o sistema térmico alinhado, pois se verificou uma menor abertura da mesma no 3º patamar (8.506,59 kW) em relação ao que ocorreu no 4º patamar (8.954,71 kW).

Conforme mostrado na Figura 5.16, com o início de funcionamento do ventilador da torre de resfriamento, em sua rotação nominal (60 Hz), e da BAC a 66 Hz (vazão de cerca de 440 m³/h), por volta das 10h12, a água de resfriamento proveniente da TR, ao escoar através do TCA com temperatura relativamente baixa, assumiu de imediato o resfriamento do motor, provocando grande diminuição na rotação dos ventiladores do radiador, que reduziu sua rotação para o valor mínimo (30% da nominal). Contudo, considerando que a água de resfriamento proveniente da TR serve ao TCA e ao *chiller*, mas sem qualquer controle de vazão ou temperatura, exigiu-se uma redução manual (feita pelo operador do *chiller*, mas sem registro do momento exato desta intervenção) na rotação do ventilador da TR (de 60 Hz para cerca de 41 Hz), pois a temperatura da água da torre de resfriamento estava muito baixa, podendo provocar cristalização do brometo de lítio no *chiller*. A redução na rotação do ventilador da TR, conforme pode ser observado na Figura 5.16, parece ter acontecido por volta das 10h37, quando as temperaturas da água de resfriamento da TR nas entradas do TCA e do *chiller* aumentaram cerca de 4°C (de 25°C para 29°C). Neste momento, também ocorreu elevação das temperaturas da água de resfriamento (da TR) nas saídas do TCA e do *chiller*, bem como um pequeno fechamento da V3V-LT e manutenção da temperatura da água de resfriamento do motor (circuito LT) na entrada do CAC e da rotação dos ventiladores do radiador no seu valor mínimo (30%). Quando a umidade absoluta do ar de combustão após a SRD diminuiu significativamente (de aproximadamente 13 g_v/kg_{ar} para cerca de 8 g_v/kg_{ar}) e, conseqüentemente, sua temperatura de

orvalho, por volta das 11h04, ocorreu fechamento da V3V-LT, diminuição da temperatura da água de resfriamento do motor na entrada do CAC (de 42°C para 32°C) e aumento na rotação dos ventiladores do radiador, que passou a “tentar” assumir o resfriamento da água de resfriamento do motor. Portanto, pode-se notar um decréscimo do calor trocado no TCA, pois a temperatura da água de resfriamento da TR na saída do TCA diminuiu (de 35°C para 31°C). Essas variações de parâmetros indicam uma redução na carga térmica da TR, visto que as temperaturas da água de resfriamento da TR nas entradas do TCA e do *chiller* diminuíram de aproximadamente 29°C para em torno de 27°C. Com o aumento da potência do motor no 4º, 5º e 6º patamares, as temperaturas da água de resfriamento da TR nas entradas do TCA e do *chiller* aumentaram de cerca de 27°C para próximo de 28°C.

Figura 5.16 – Variação de temperatura da água de resfriamento da TR e do circuito LT, da rotação do radiador e da abertura da V3V-LT nos testes de julho

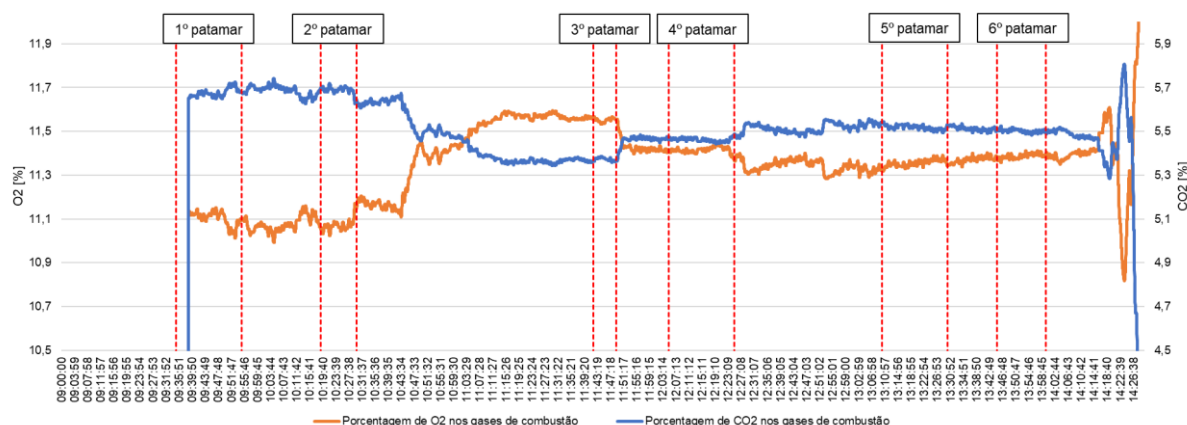


Fonte: Produção do próprio autor.

Observando novamente as Figuras 5.15 e 5.16, pode-se confirmar a escolha do período das 11h42h às 11h49 (3º patamar), com a UG-01 operando a uma potência média de 8.506,59 kW, como adequado para a análise de desempenho neste patamar. Contudo, a válvula *wastegate*, que começou abrir por volta das 10h46, em resposta ao condicionamento do ar de combustão na SRD, parece ter tido problema para controlar a quantidade de ar oferecida ao motor de imediato e muito fora de sua faixa normal de operação (não se movimentou livremente, com aparente emperramento de sua haste/eixo de movimentação), como indica os teores de O₂ e CO₂ nos gases de combustão (medidos com analisadores de gases marca Horiba), como se nota na Figura 5.17. Assim, o excesso de ar na combustão (diretamente proporcional ao λ) começou a aumentar a partir das 10h44, levando o motor a operar com combustão mais pobre

(maior excesso de ar na combustão). Isso pode ter influenciado negativamente no rendimento do motor, ao ponto de anular ou mesmo ser maior que o benefício (positivo) esperado do condicionamento de ar de combustão na SRD. Também cabe comentar que ficou evidenciado que seria melhor usar torres de resfriamento distintas para servirem ao TCA e ao *chiller*, ambas equipadas com inversores de frequência controlando a rotação de seus ventiladores e, conseqüentemente, a temperatura da água em suas bacias. Assim, poder-se-iam ter temperaturas de cerca de 24°C e 28°C nas entradas do TCA e do *chiller*, respectivamente, sem problemas operacionais e com possível economia de energia na torre servindo exclusivamente ao *chiller* em virtude de uma redução na rotação de seu ventilador. No TCA, por sua vez, seria possível obter um resfriamento adicional da água de resfriamento do motor, usando-se água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento em torno de 24°C, ao invés de cerca de 28°C, com os benefícios esperados ao desempenho do motor devido a uma menor temperatura da água de resfriamento do motor na entrada do CAC e, conseqüentemente, menor temperatura do ar no coletor de ar (saída do CAC). É sabido que, quando o teor de O₂ nos gases de combustão aumenta, ocorre uma diminuição no teor de CO₂. Porém, o teor de O₂ nos gases de combustão (diretamente proporcional ao λ) variou ao longo dos testes, mas foi considerado constante, e igual a 2, no conjunto de curvas ajustadas a partir das simulações no GT-Power (Campbell *et al.*, 2020), que possivelmente indicaram queda no rendimento do motor associada a aumentos de λ . Cabe destacar que no 3º patamar (das 11h42 às 11h49) registrou-se o maior teor de O₂, de cerca de 11,6%.

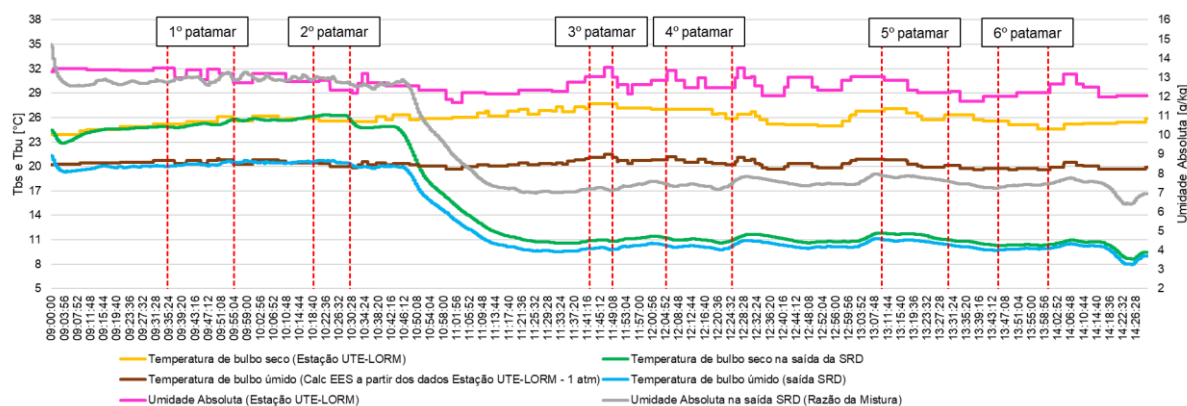
Figura 5.17 – Variação dos teores de O₂ e CO₂ nos gases de combustão nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.18, é possível notar que o condicionamento do ar de combustão do motor na SRD começou por volta das 10h46, com a redução das temperaturas de bulbo seco, de bulbo úmido e da umidade absoluta do ar na saída da SRD. Estes parâmetros do ar, na saída da SRD, estabilizaram-se somente por volta das 11h20. Cabe lembrar que a partida do sistema térmico ocorreu por volta das 10h10, indicando cerca de 1 hora para estabilização da operação do sistema térmico, mesmo contando com água quente no TCR já com certo preaquecimento. Deve-se também registrar que o termo-higrômetro na entrada da SRD apresentou falhas, sendo adotadas as medições provenientes da Estação UTE LORM (medição geral da usina) como a condição do ar atmosférico na entrada da SRD. No período das 09h00 às 10h46, sem alteração nas condições do ar escoando através da SRD, pode-se observar a boa concordância entre o termo-higrômetro da Estação UTE LORM e o termo-higrômetro do sistema térmico instalado na saída da SRD, validando assim a adoção das medições provenientes da Estação UTE LORM como a condição do ar atmosférico na entrada da SRD.

Figura 5.18 – Variação das temperaturas e umidades absolutas do ar na entrada (tomada como geral da usina) e na saída da SRD nos testes de julho

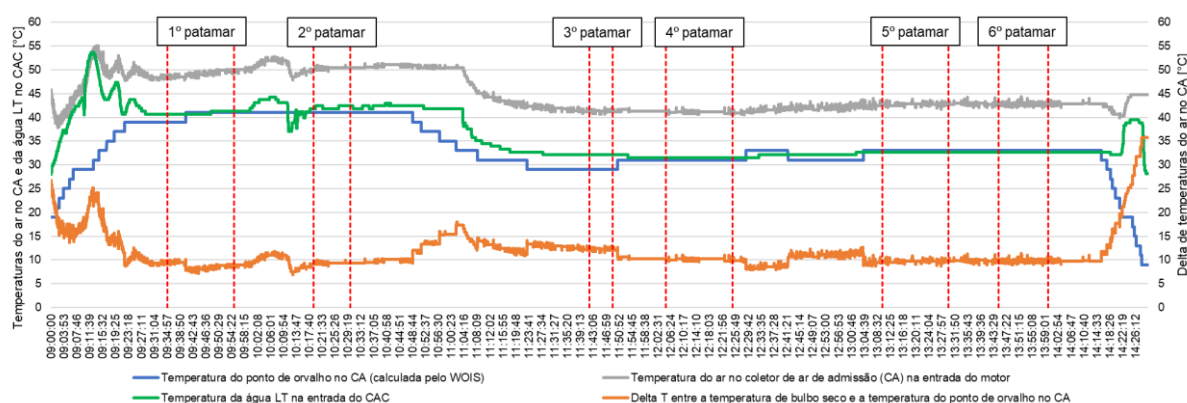


Fonte: Produção do próprio autor.

A temperatura da água de resfriamento do motor (circuito LT) na entrada do CAC permaneceu acima da temperatura de orvalho do ar no coletor de ar durante quase todo o tempo (Figura 5.19), indicando não ter acontecido condensação da umidade do ar no CAC. Só por volta das 10h11 ocorreu uma ligeira queda da temperatura da água na entrada do CAC, mas fora dos patamares considerados. A diferença entre as temperaturas de bulbo seco e de orvalho do ar no coletor, manteve-se em torno dos 10°C, extrapolando o limite superior de 8°C considerado no conjunto de curvas

ajustadas a partir das simulações no GT-Power (Campbell *et al.*, 2020), que indicaram queda no rendimento do motor associada a aumentos desta diferença de temperaturas. No 3º patamar (das 11h42 às 11h49), a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e de orvalho do ar no coletor de admissão foi ainda maior, de cerca de 12°C. Por outro lado, as temperaturas de bulbo seco e de orvalho do ar no coletor e a temperatura da água na entrada do CAC só começaram a diminuir com o condicionamento do ar na SRD.

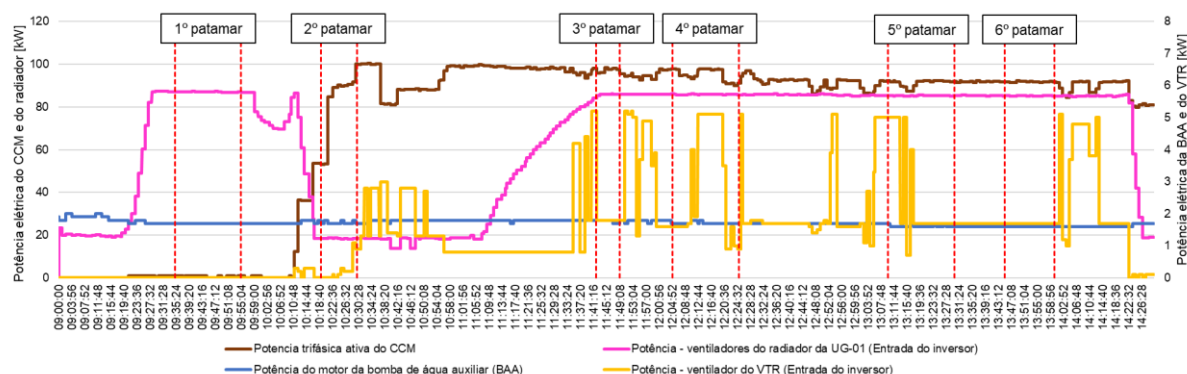
Figura 5.19 – Variação das temperaturas do ar no coletor de admissão e da água na entrada do CAC nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

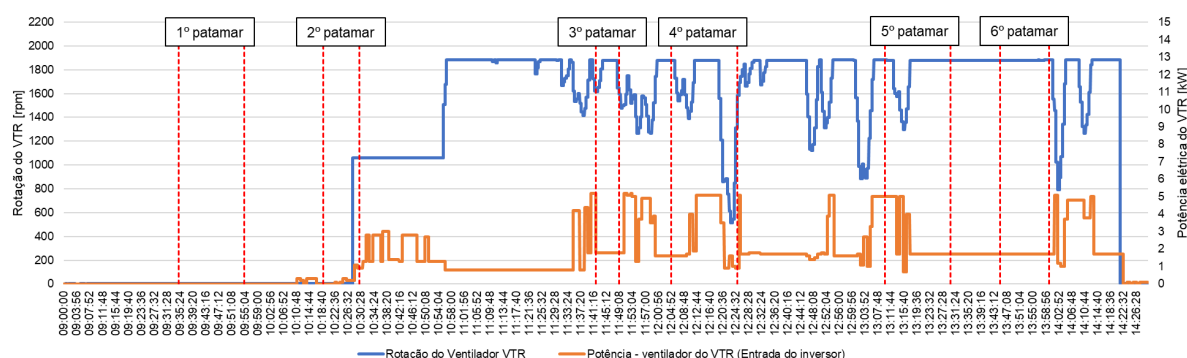
Nas Figuras 5.20 e 5.21 são ilustradas as potências elétricas ativas demandadas no radiador, no sistema térmico como um todo (CCM), no VTR e na BAA. No radiador, a potência está diretamente associada à rotação dos seus ventiladores, variando de cerca de 20 kW para a rotação mínima (30% da nominal) até aproximadamente 85 kW para a rotação máxima. A potência elétrica demandada pelo sistema térmico alcançou um valor máximo, próximo de 100 kW no início de seu funcionamento, reduzindo lenta e continuamente até cerca de 90 kW. A pequena potência elétrica demandada na BAA se manteve relativamente constante em torno de 1,75 kW desde a partida do motor até sua parada. Por sua vez, a potência elétrica demandada no VTR, como mostrado na Figura 5.21, apresentou um comportamento errático, sem uma relação clara com sua rotação, como seria o comportamento normal esperado.

Figura 5.20 – Variação das potências elétricas no radiador e no sistema térmico nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

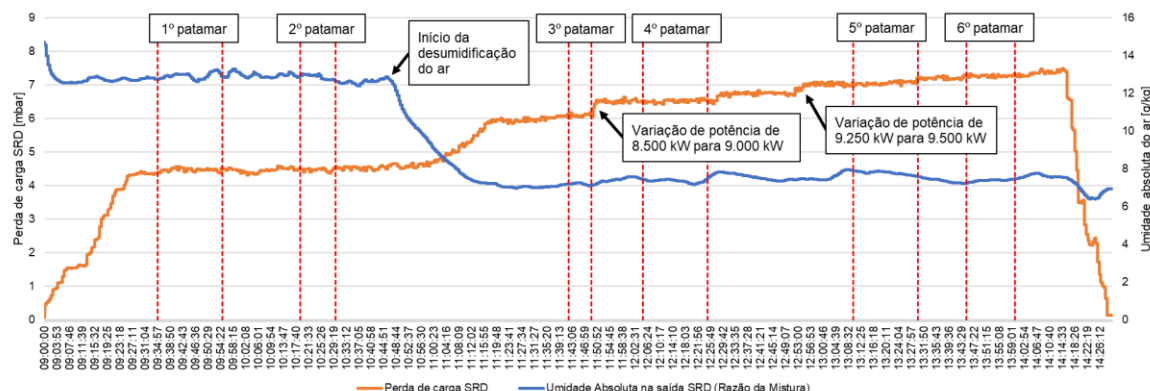
Figura 5.21 – Variação da rotação e da potência elétrica do VTR nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura 5.22, pode-se notar que, enquanto a umidade absoluta do ar de combustão após a SRD, bem como sua vazão, para um patamar de potência na UG-01 de 8.500 kW, permaneceram constantes, a perda de carga na SRD (lado ar) também se mostrou constante em torno de 4,5 mbar. Com o início do resfriamento e desumidificação do ar na SRD, o que aconteceu por volta das 10h46, mesmo mantendo-se a vazão de ar, houve um aumento na perda de carga na SRD (lado ar), subindo de cerca de 4,5 mbar para 6 mbar, o que pode ser atribuído à formação de filme de condensado nas superfícies externas da SRD e do eliminador de gotas, associado, possivelmente, à condição de filtros molhados. Uma perda de carga na SRD (lado ar) de aproximadamente 6 mbar foi verificada até ao momento em que a potência da UG-01 foi elevada para 9.000 kW, com consequente aumento na vazão de ar de combustão. Esse comportamento da perda de carga, como esperado, ocorreu também nas elevações de potência da UG-01 que se seguiram.

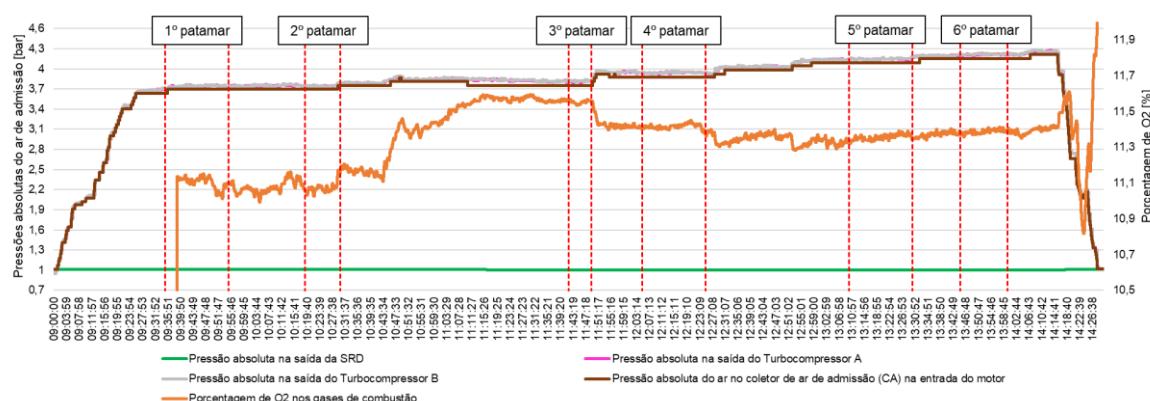
Figura 5.22 – Variação da perda de carga (lado ar) na SRD e da umidade absoluta do ar na saída da SRD nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

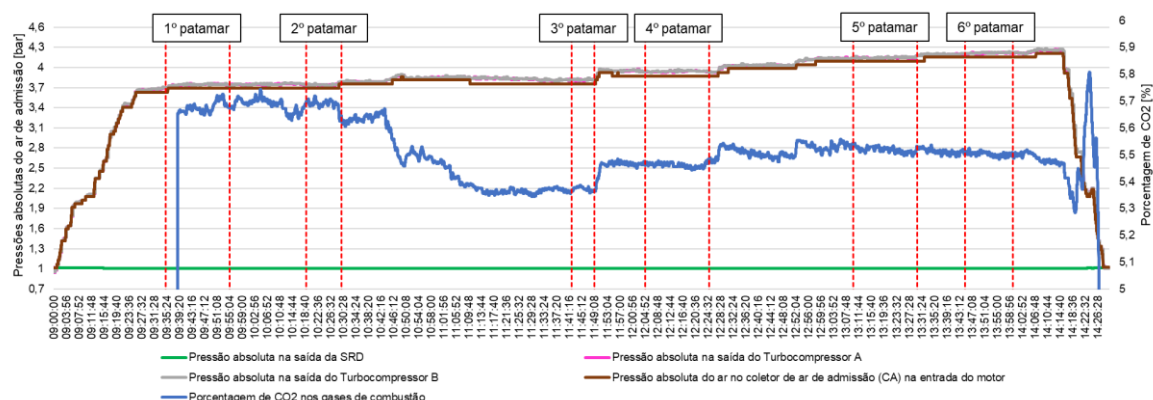
As pressões de ar de combustão nas saídas dos turbocompressores e no coletor de ar, de forma geral, apresentaram aumento devido à elevação na potência da UG 01, bem como uma proximidade entre as respectivas curvas, como se observa nas Figuras 5.23 e 5.24. Entretanto, nota-se um aumento indevido de pressão no coletor de ar para um mesmo patamar de potência na UG-01 de cerca de 8.500 kW. Isso, associado a uma elevação no excesso de ar na combustão do motor (aumento de λ), como pode ser visto pelo crescimento do teor de O_2 e diminuição no teor de CO_2 . Como já comentado anteriormente, aparentemente perdeu-se o controle do excesso de ar na combustão ao longo do teste de desempenho, estando a válvula *wastegate* completamente fechada no 1º e 2º patamares, insuficientemente aberta no 3º patamar e aparentemente controlando de forma correta a quantidade de ar de combustão no 4º, 5º e 6º patamares de carga.

Figura 5.23 – Variação da pressão absoluta do ar no coletor de admissão e nas saídas da SRD e dos turbocompressores A e B, bem como do teor de O_2 nos gases de combustão nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

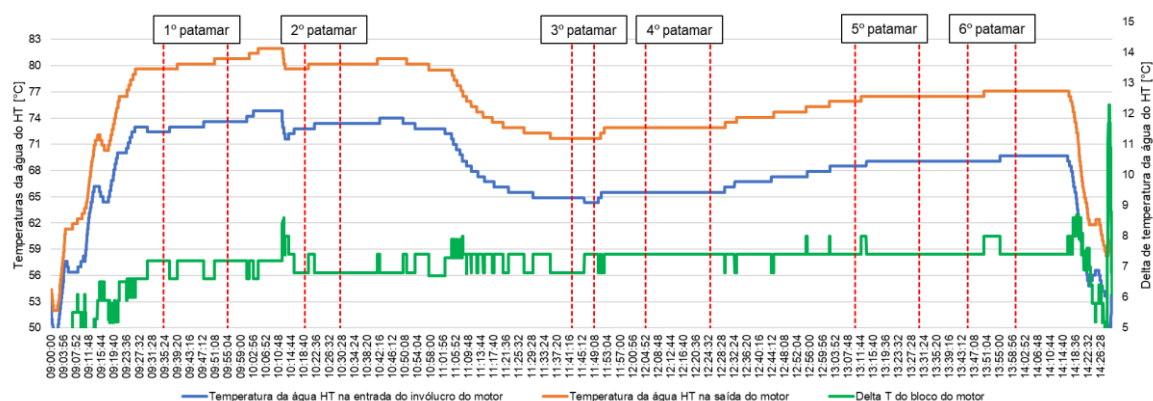
Figura 5.24 – Variação da pressão absoluta do ar no coletor de admissão e nas saídas da SRD e dos turbocompressores A e B, bem como do teor de CO₂ nos gases de combustão nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Já na Figura 5.25, é possível verificar que as temperaturas da água de resfriamento do bloco do motor (circuito HT) variaram durante o teste de desempenho e, provavelmente, também a temperatura das paredes dos cilindros. No 1º e 2º patamares, a água entrou no motor a uma temperatura de cerca de 73°C e saiu próxima a 80°C. Por volta das 11h05, as temperaturas da água de resfriamento do bloco do motor (circuito HT) começaram a diminuir, alcançando aproximadamente 65°C na entrada e 72°C na saída para o 3º patamar, o que coincide com a queda de temperatura da água na entrada do CAC. Pode-se, então, inferir que água mais fria do circuito LT entrou no circuito HT através das válvulas termostáticas, diminuindo as temperaturas no circuito HT e, provavelmente, a temperatura das paredes dos cilindros. Associado aos aumentos sucessivos de potência na UG-01 no 4º, 5º e 6º patamares, observou-se um aumento nas temperaturas da água no circuito HT.

Figura 5.25 – Variação da temperatura da água no circuito HT do motor nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

A diferença entre as temperaturas de saída e entrada, embora não facilmente visível na Figura 5.25 (só observável e quantificável por meio das médias em cada patamar), apresentaram ligeiro aumento com a elevação da potência na UG-01. Destaca-se, mais uma vez, que, nas simulações do motor no GT-Power (Campbell *et al.*, 2020), as temperaturas da água de resfriamento do bloco do motor (circuito HT), bem como a temperatura média das paredes dos cilindros, foram especificadas e mantidas constantes, como também no mapa de desempenho do motor (conjunto de curvas ajustadas a partir das simulações no GT-Power). Assim, essas variações nas temperaturas da água do circuito HT não foram consideradas nas previsões de desempenho do motor a partir do mapa de desempenho do motor conforme construído.

Os testes desta 2ª Campanha foram interrompidos no 6º patamar (com potência elétrica de 9.606,91 kW), também como ocorrido na 1ª Campanha de testes, devido ao início de ocorrências de *knocking*, pois a pressão interna média dos cilindros do MCI estava próxima dos limites de segurança operacionais (174 bar).

No geral, os resultados da 2ª Campanha de testes foram melhores do que a da 1ª Campanha, tanto na potência máxima alcançada pela UG-01, em torno de 100 kW maior, quanto pelos valores dos parâmetros do sistema térmico que ficaram mais próximos dos nominais. O TCR, por exemplo, ainda não foi capaz de fornecer água suficientemente quente ao *chiller*, porém, a água em sua saída atingiu temperaturas maiores, em torno de 97°C (99% da nominal do *chiller*). E, novamente, devido à falta de isolamento térmico nas tubulações, a água entrava no gerador do *chiller* a cerca de 93°C, ou seja, 95% do valor preconizado pelo fabricante. Apesar, da temperatura não ter atingido os 98°C, a água gelada foi produzida no evaporador do *chiller* por volta de 6,5°C, 7% abaixo temperatura nominal, e chegava à SRD com aproximadamente 7°C. Portanto, desta vez, o ar foi resfriado a níveis inferiores aos planejados, cerca de 11°C, a capacidade de resfriamento do ar foi alcançada com valores em torno de 15°C, 12% menos do que o valor indicado pelo fabricante. Assim foi possível resfriar e desumidificar (umidade absoluta em torno de 18% inferior à nominal) suficientemente o ar de admissão.

O TCA, por sua vez, não teve mais problemas quanto à vazão, pois, aparentemente, a vazão de projeto foi atingida, contudo, como mencionado anteriormente, a TR teve sua capacidade restringida por meio da redução da rotação do ventilador, o que impactou sua capacidade de auxiliar os radiadores no resfriamento da água do motor.

De forma mais detalhada, no Apêndice A.2 são apresentados os desempenhos individuais dos equipamentos componentes do sistema térmico experimental durante a 2ª Campanha de testes comparando as médias dos valores medidos nos patamares com o valor nominal do fabricante.

5.3 ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÔMICA

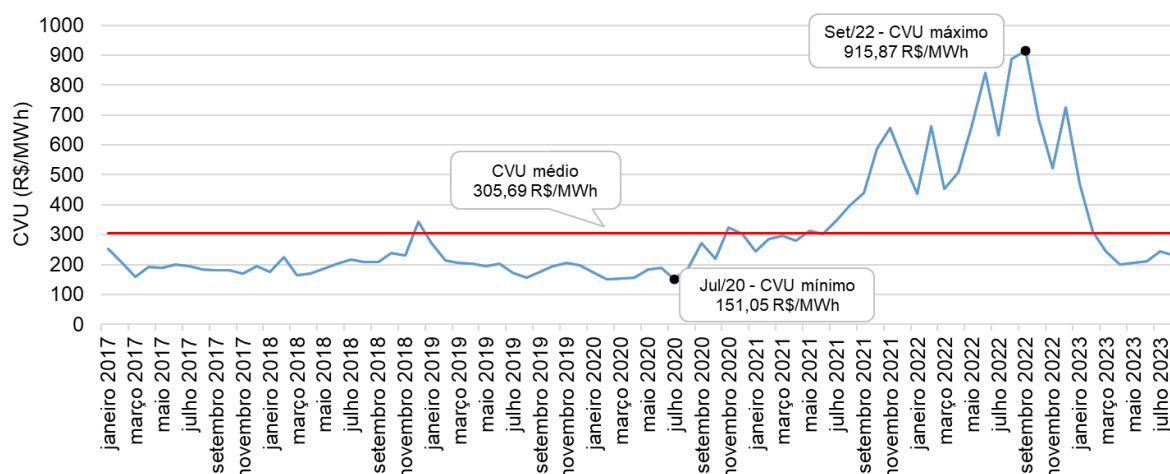
Nesta seção, é apresentado o estudo final de viabilidade econômica do sistema térmico alternativo, incluindo previsões de receitas e despesas, tomando como base valores do Custo Variável Unitário (CVU) da UTE LORM e do preço do combustível adicional para a unidade geradora operando com o sistema térmico acoplado, além de outras variáveis econômicas. Os custos de investimento do Projeto CRATOS para a implantação do sistema térmico foram detalhados na seção 3.5.

Para calcular o faturamento com a venda da geração elétrica adicional, foi utilizado o CVU. Assim, foi obtido um histórico do CVU da UTE LORM, de janeiro de 2017 a agosto de 2023, parte informação da própria empresa Linhares Geração S.A. (Matos, 2022) e parte por meio de dados encontrados no site do ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico, 2023). Ao longo desse período, o CVU variou muito, com valor mínimo de 151,05 R\$/MWh (em julho de 2020) e máximo de 915,87 R\$/MWh (em setembro de 2022). Na Figura 5.26 é mostrado esse histórico, com destaque para seus valores mínimo e máximo, bem como para o valor médio do período (305,69 R\$/MWh). Porém, é possível também perceber, na mesma figura, que, até antes do início da pandemia do Covid-19, o CVU oscilava em torno de 200 R\$/MWh, bem próximo dos valores dos últimos meses do ano dos testes (2023). Vale lembrar que o valor usado na proposta do Projeto CRATOS, no final de 2018, foi de 210 R\$/MWh.

Um dos principais produtos deste projeto foi o acréscimo de potência elétrica líquida gerada pela UG-01 em função do sistema térmico acoplado, que foi, em média, 1.012,42 kW. Para compor este cálculo, conforme já detalhado na seção 3.5, visto que houve duas campanhas de testes experimentais, utilizou-se as médias dos valores atingidos em ambas, mais especificamente, a diferença entre o 1º e o 8º patamar, nos testes de abril, bem como entre o 1º e o 6º patamar nos testes de julho, sendo que os detalhes desses patamares podem ser vistos nas Tabelas 5.1 e 5.2. Para isso, foi subtraído da máxima potência elétrica gerada, com o sistema térmico em

funcionamento, a potência elétrica alcançada pelo motor com todo o sistema térmico desligado. Nos testes do mês de abril, atingiu-se a média de 9.505,37 kW de potência elétrica máxima, com o sistema térmico operando, partindo dos 8.463,73 kW, com o sistema térmico fora de operação. Já nos testes de julho, estes valores foram de 9.606,91 kW e 8.491,42 kW, respectivamente. Foi também adicionado o valor da redução da demanda elétrica média nos radiadores, devido à economia de energia elétrica média, propiciada pelo TCA, que foram de 40,87 kW e 1,88 kW, em abril e julho, nesta ordem. Além disso, foi ainda subtraído o valor médio da demanda de potência elétrica para os demais componentes do sistema térmico acoplado, para acionamento das bombas, dos ventiladores do TCR e da TR, além dos sistemas elétricos auxiliares do *chiller* por absorção e a iluminação do local. Esta demanda elétrica foi totalizada no próprio painel elétrico (CCM) e apresentou as médias de 83,27 kW em abril e 91,78 kW em julho, ambas médias de medições no período de máxima potência elétrica gerada pelo motor, com o sistema térmico acoplado e em funcionamento. Considerando que a unidade geradora possui um despacho de 90% durante o ano, conforme recomendado pela empresa (Almeida, 2022), resultando em uma operação de cerca de 7.884 horas por ano, a estimativa de produção de energia elétrica no ano foi calculada em 7.981,88 MWh.

Figura 5.26 – Histórico de valores do CVU da UTE LORM



Fonte: Produção do próprio autor.

Por outro lado, para determinar os custos com o combustível adicional, devido ao aumento da potência do motor, primeiramente foi preciso identificar as tarifas cobradas

pela fornecedora de gás natural para a termelétrica. Portanto, solicitou-se à LGSA o preço que a fornecedora cobra pelo combustível. Porém, foi comunicado, que devido a questões de confidencialidade, o preço praticado do gás natural não poderia ser informado. Para que esta importante entrega do projeto, a saber, a análise de viabilidade econômica, pudesse ser realizada, solicitou-se que fosse informado, ao menos, uma faixa de valores que contivesse o preço real. Foi proposto então, pela LGSA, uma faixa de valores entre 1,50 e 3,00 R\$/m³ de gás natural (Salvador, 2023), que corresponde a cerca de 1,96 e 3,92 R\$/kg, considerando uma massa específica de 0,766 kg/m³. Entretanto, em análises preliminares realizadas no decorrer do Projeto CRATOS, foram adotados valores inferiores a 0,10 R\$/kg, valores estes baseados em tabelas de preços disponibilizadas pela Companhia de Gás do Espírito Santo (ES GÁS) e pela Agência de Regulação de Serviços Públicos (ARSP) em seus respectivos sites, na época. Sendo assim, decidiu-se por utilizar uma faixa de preços mais abrangente do que a proposta pela LGSA, variando este custo entre 0,01 a 4,00 R\$/kg.

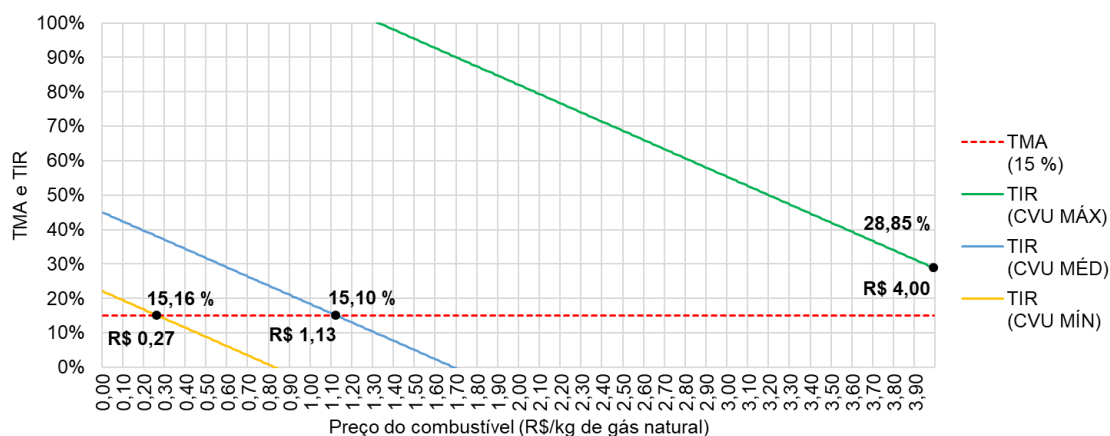
Devido à elevação de potência da UG-01 proporcionado pelo sistema térmico, houve também um acréscimo no consumo de combustível, uma vez que, como já era esperado, o aumento da eficiência não acompanha a elevação da potência na mesma proporção. Nos testes do mês de abril, a vazão de gás natural foi, em média, de 0,4641 kg/s, com o sistema térmico operando, e de 0,4121 kg/s, com o sistema térmico fora de operação. Já no mês de julho, a vazão de gás natural foi, em média, de 0,4713 kg/s, com o sistema térmico operando, e de 0,4219 kg/s, com o sistema térmico fora de operação. Logo, as médias da diferença entre estas duas vazões de combustível, considerando ambas as campanhas de testes, foi de 0,0507 kg/s. Com este resultado de vazão de combustível, tendo em vista a recomendação, por parte da gerência do Projeto CRATOS, de utilizar um despacho de 90% ao ano para os cálculos de viabilidade econômica, estima-se que, com a implantação e a operação do sistema térmico acoplado ao motor, o consumo anual de combustível aumentaria em 1.438.759,26 kg, para garantir esta geração elétrica adicional.

Para realizar esta avaliação de viabilidade econômica, decidiu-se usar vários indicadores, a saber, taxa interna de retorno (TIR), valor presente líquido (VPL), custo total de investimento máximo viável (CTI_{limite}), *payback* simples (PBS) e *payback* descontado (PBD). Para isto, foram considerados um tempo de vida útil do sistema térmico de 20 anos e uma taxa mínima de atratividade (TMA) de 15%, o que faz com que a

viabilidade econômica do sistema implantado fique totalmente condicionada à variação do preço do gás natural e ao valor de venda da energia elétrica gerada, uma vez que o custo de investimento está consolidado. Por não ser conhecido o custo do gás natural, cada indicador de viabilidade econômica foi calculado variando o custo de 0,01 a 4,00 R\$/kg. Da mesma forma, pela natureza “variável” do CVU, conforme ilustrado na Figura 5.26, foram utilizados os valores médios (305,69 R\$/MWh), mínimo (151,05 R\$/MWh) e máximo (915,87 R\$/MWh) do CVU durante o período em questão.

O valor da TIR para que um investimento seja viável, do ponto de vista econômico, deve ser maior ou igual à TMA (15%). No gráfico da Figura 5.27 é demonstrado que a tarifa de gás natural deveria ser de 0,27 R\$/kg, para o CVU mínimo, resultando em uma TIR de 15,16%. Para o CVU médio, teria que ser de 1,13 R\$/kg para que a TIR fosse de 15,10%. No caso do CVU máximo, mesmo com o maior preço do gás natural (4,00 R\$/kg), a TIR seria de 28,85%. Considerando este CVU máximo, o sistema ainda se viabilizaria (TIR de 15,24%), mesmo com a tarifa de gás natural equivalente a 4,51 R\$/kg.

Figura 5.27 – Variação da TIR em relação ao preço do gás natural

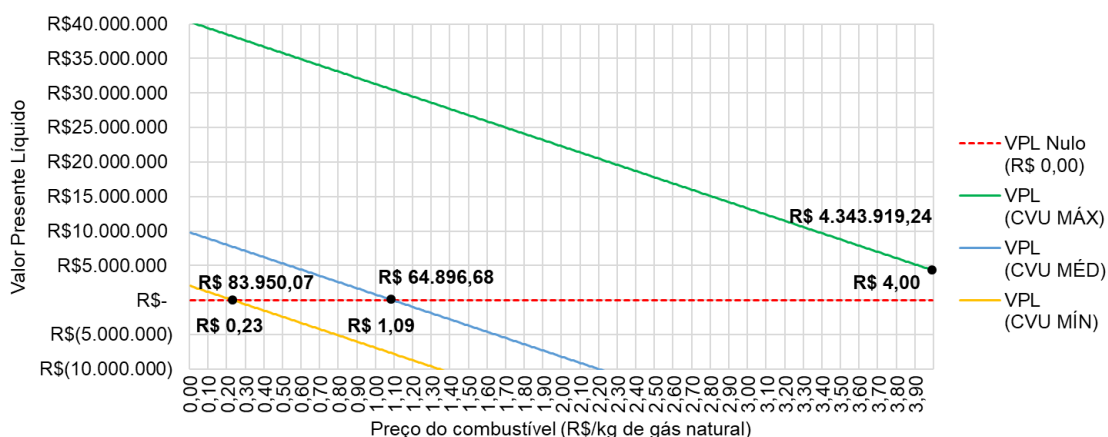


Fonte: Produção do próprio autor.

Sabendo-se que o valor viável do VPL para um investimento não pode ser negativo, a Figura 5.28 ilustra quais os preços do gás natural viáveis para os valores chave de CVU, ou seja, 0,23 R\$/kg (VPL de R\$ 83.950,07) para um CVU mínimo e 1,09 R\$/kg (VPL de R\$ 4.343.919,24) para um CVU médio. Para o CVU máximo, até o maior

preço do gás natural (4,00 R\$/kg) seria viável (VPL de R\$ 4.343.919,24), ou seja, só um preço de gás natural acima de 4,48 R\$/kg o projeto seria inviável.

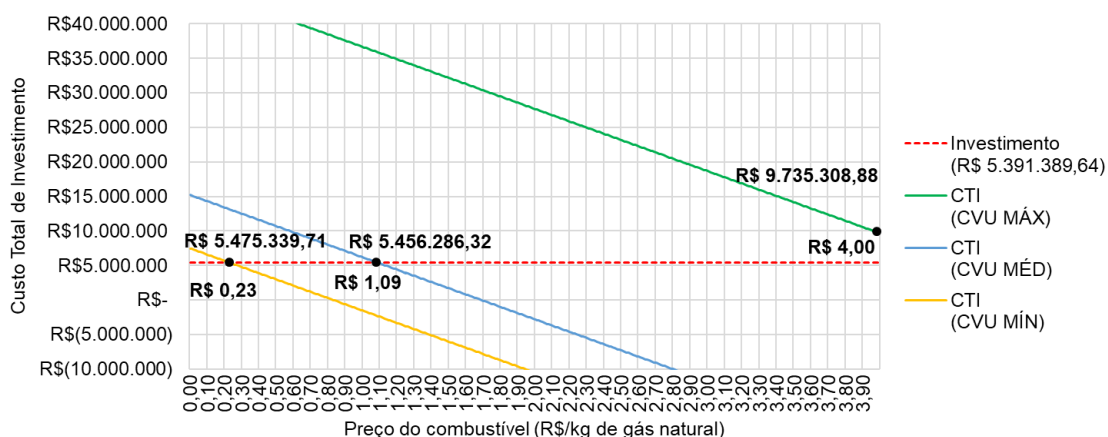
Figura 5.28 – Variação do VPL em relação ao preço do gás natural



Fonte: Produção do próprio autor.

Para as mesmas condições de CVU (associado a um preço de gás natural), o valor limite de custo de investimento que inviabilizaria o sistema térmico (CTI_{limite}) é sempre superior ao valor real (R\$ 5.391.389,64), conforme a Figura 5.29, a saber: R\$ 5.475.339,71 para o CVU mínimo (0,23 R\$/kg), R\$ 5.456.286,32 para o CVU médio (1,09 R\$/kg) e R\$ 9.735.308,88 para o CVU máximo (4,00 R\$/kg). Para o CVU máximo, mesmo com o preço do gás natural a 4,48 R\$/kg, o CTI_{limite} ainda seria de R\$ 5.412.586,74, ou seja, maior do que o valor real investido.

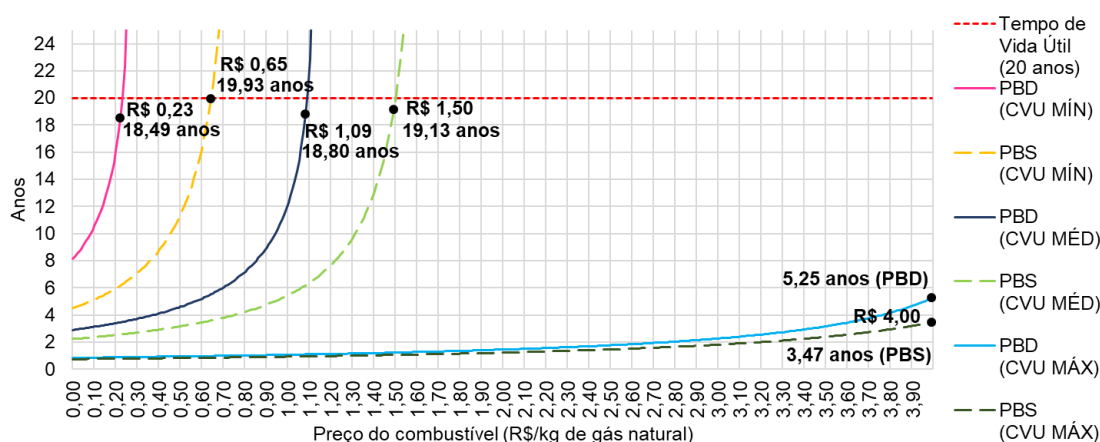
Figura 5.29 – Variação do CTI_{limite} em relação ao preço do gás natural



Fonte: Produção do próprio autor.

Com relação ao PBS e o PBD, considerando que seria viável qualquer valor inferior à vida útil estimada para o sistema térmico, de 20 anos, os resultados que se encontram na Figura 5.30, mostram que, para as mesmas condições de CVU explicitadas anteriormente, com seu correspondente custo do gás natural, é viável, mas com retorno do investimento próximo da vida útil. Porém, para o CVU máximo, mesmo com o gás natural a 4,00 R\$/kg, o PBD é de 5,25 anos e o PBS de 3,47 anos.

Figura 5.30 – Variação do PBS e do PBD em relação ao preço do gás natural



Fonte: Produção do próprio autor.

Na proposta do projeto CRATOS, realizada em outubro de 2018, estimou-se uma receita líquida de aproximadamente R\$ 1.208.000,00 e um PBS de cerca de 4,6 anos, com um investimento total de todo o projeto de P&D ANEEL, não só do sistema térmico, de R\$ 5.564.000,00. Estas estimativas foram baseadas em uma perspectiva de elevar a potência da UG-01 em 684 kW, considerando o CVU de 210 R\$/MWh e uma taxa de disponibilidade (despacho) de 96% ao ano. Utilizando estes mesmos parâmetros, conhecendo hoje o investimento real, é possível avaliar a TIR (21,71%), o VPL (R\$ 1.996.990,40), o CTI_{limite} (R\$ 7.560.990,40) e o PBD (8,4 anos). Na época não havia dados suficientes para estimar consumo de combustível, por isso, este parâmetro não compôs os cálculos de viabilidade, ou seja, não foi levado em conta o custo do gás natural. Entretanto, caso sejam considerados esses mesmos parâmetros de valor de CVU e despacho para os resultados finais dos testes de performance (acréscimo de potência elétrica líquida de 1.012,42 kW e aumento do consumo de combustível de 0,0507 kg/s), além de considerar também, o menor valor do preço do gás natural sugerido pela LGSA (1,50 R\$/m³, ou, aproximadamente, 1,96 R\$/kg), chegar-

se-ia à conclusão de que o empreendimento não é viável do ponto de vista econômico, visto que geraria uma receita operacional líquida negativa de R\$ 1.220.024,94. Por outro lado, nestas condições, a operação do motor, sem o sistema térmico, também não é viável economicamente, gerando 8.477,58 kW e consumindo 0,417 kg/s de gás natural, tendo uma receita operacional líquida também negativa, de R\$ 9.771.920,88. Ou seja, percebe-se que tais parâmetros, além de inviabilizar o sistema térmico do projeto, inviabilizaria também a própria operação normal do motor, sem o sistema térmico acoplado.

Ainda com o intuito de analisar a viabilidade do Projeto CRATOS, observando-se uma matéria que foi vinculada na imprensa, reportando que o grupo proprietário da UTE LORM fez investimento de R\$ 1,1 bilhão para expandir as suas usinas termelétricas, movidas a gás natural e localizadas no Espírito Santo, além de construir uma nova, aumentando a potência elétrica instalada em 148,5 MW (Filho, 2022), resultando em um custo específico de investimento de 7.407.407,41 R\$/MW. Hoje, conhecendo o investimento no sistema térmico instalado (R\$ 5.391.389,64), bem como o acréscimo de potência elétrica líquida gerada nos testes (1.012,42 kW), o presente projeto significa um investimento específico de 5.325.250,03 R\$/MW, indicador este que, do ponto de vista do custo total de investimento por potência instalada, demonstra que a implantação de sistemas térmicos como o desenvolvido neste projeto poderia ser mais viável do que a instalação de novos grupos geradores. Mesmo sabendo que o projeto CRATOS não teve por objetivo a otimização do sistema térmico que foi implantado, sendo um projeto de avaliação experimental do desempenho de motores de combustão interna de grande porte em função do condicionamento do ar de combustão recuperando calor residual, há ainda a possibilidade de realizar estudos futuros alterando tanto equipamentos, arranjos ou configurações das instalações, quanto procedimentos e recursos adotados ao longo do projeto, com o intuito de gerar melhores resultados econômicos.

6 CONCLUSÕES

Esta dissertação de mestrado teve como objetivo principal determinar e avaliar os ganhos de desempenho de uma unidade geradora da UTE LORM, principalmente, o acréscimo da potência gerada, por meio de testes práticos de desempenho em um sistema térmico experimental projetado exclusivamente para ser acoplado ao MCI da UG-01. Deste modo, pode-se facilmente declarar que este objetivo foi atingido, pois foram constatados, por meio dos testes experimentais realizados, os ganhos no desempenho da unidade geradora, principalmente da potência elétrica adicional gerada, devido ao condicionamento do ar de combustão e ao resfriamento complementar da água de resfriamento do motor, proporcionados pelo sistema térmico.

Para alcançar o objetivo principal, objetivos específicos foram traçados e atingidos de forma satisfatória. Primeiramente, a descrição da “bancada” experimental, ou seja, do sistema térmico projetado e acoplado ao MCI da UG-01 da UTE LORM, bem como da instrumentação utilizada para as medições dos testes práticos de desempenho, estão especificadas nas seções 3, 4.1 e 4.2. Foram também relatados os planejamentos e as execuções de tais testes nas seções 4.4, 5.1 e 5.2, apresentando a forma como foram idealizados para determinar os possíveis ganhos de desempenho, assim como a descrição das próprias campanhas de testes que definitivamente determinaram os benefícios da implantação do sistema térmico acoplado ao MCI. Já no Apêndice A foram apresentados, analisados e discutidos os dados adquiridos nos testes, para avaliar e comparar os índices de desempenho obtidos com os nominais dos principais equipamentos componentes do sistema térmico. E, finalmente, foi avaliada, na seção 5.3, a viabilidade econômica do sistema implantado.

Na avaliação de desempenho do motor com o sistema térmico acoplado, este atingiu uma potência de cerca de 9,6 MW, que corresponde a quase 13 % de aumento de potência, que foi limitada pela pressão máxima nos cilindros (174 bar na média do motor, até 177 bar em cilindros individuais), com máxima eficiência observada neste patamar de pressão nos cilindros, quando se pôde perceber algumas ocorrências de *knocking*, ainda que esporádicas, e em apenas alguns dos cilindros. Assim, pode-se dizer que o principal resultado da pesquisa desenvolvida no âmbito do Projeto CRATOS foi a elevação de potência de aproximadamente 1,1 MW por motor (26,4 MW, se fossem consideradas as 24 unidades geradoras da UTE LORM), com

aumento de rendimento energético máximo na UG-01 de cerca de 0,4%, o que está de acordo com as simulações prévias do desempenho do motor da UG-01, pois o maior ganho esperado era na potência líquida gerada e não na eficiência.

O estudo de viabilidade econômica, tendo em vista os benefícios e os investimentos para a implantação do sistema térmico, bem como custos da otimização de sistema de controle e ignição do motor da UG-01, apresentou índices econômicos que podem ser considerados muito bons. Pois, apesar das análises de sensibilidade retratados nos indicadores da TIR, do VPL, do CTI_{limite} e dos *paybacks* simples e descontado não terem evidenciado de forma clara as vantagens econômicas do sistema térmico, o fato de ser um investimento melhor do que a recente expansão da UTE LORM, tomando como indicador a relação entre o custo total de investimento no sistema térmico implementado e seu benefício em potência líquida adicional gerada (5.325.250,03 R\$/MW), ou seja, um custo específico de investimento que pode ser comparado ao da aquisição recente de novos conjuntos de motogeradores (7.407.407,41 R\$/MW). Demonstrou-se assim que o sistema térmico apresenta viabilidade econômica, pois seu custo específico de investimento foi cerca de 28,1% inferior ao investimento feito para a expansão da usina.

6.1 LIMITAÇÕES E SUGESTÕES DE MELHORIA

Neste ponto, cabe comentar alguns aspectos gerais acerca de oportunidades de adequações e melhorias na estrutura do sistema térmico da UTE LORM:

- a) durante a 2ª Campanha de testes, em julho de 2023, foi necessário reduzir (manualmente) a rotação do ventilador da TR para manter a temperatura da água de resfriamento na entrada do *chiller* acima de seu limite mínimo para evitar cristalização do brometo de lítio no *chiller*. Com isso o resfriamento da água de resfriamento do motor no TCA ficou limitado. Assim, seria de se pensar em instalar uma torre de resfriamento com inversor de frequência controlando a rotação do ventilador dedicada ao *chiller* e uma outra destinada ao TCA;
- b) a SRD, um dos principais componentes do sistema térmico quando se considera a interferência no funcionamento do motor, merece alguns comentários específicos. O sistema de coleta de condensado poderia ser melhor, pois durante os testes houve dificuldade de escoamento do condensado pelos drenos

de sua bandeja, na parte inferior do equipamento. Além disso, poderia haver um sistema de aproveitamento do condensado, encaminhando este condensado para a bacia da torre de resfriamento. O filtro de ar poderia ter sido posicionado à frente da SRD. O eliminador de gotas, que normalmente não tem boa eficiência para reter gotas de pequeno diâmetro, poderia não existir, diminuindo assim a perda de carga que ocorreu no conjunto SRD - eliminador de gotas - filtro de ar, sem grandes prejuízos à sua finalidade;

- c) parte das tubulações, válvulas e bombas dos circuitos de água gelada e de água quente deveriam receber um melhor isolamento térmico, bem como os próprios equipamentos (SRD e TCR). Assim, o circuito de água quente teria seu rendimento maximizado, evitando perda de calor para o ambiente, com prejuízo ao desempenho do sistema térmico (temperatura da água quente abaixo da nominal na entrada do *chiller* provocando redução de capacidade no mesmo). Para isto, a temperatura de água quente ajustada no sistema de controle do conjunto TCR-VTR também teve sua contribuição. Quanto ao circuito de água gelada, da 1ª Campanha para a 2ª, providenciou-se isolamento da tubulação de água gelada, mas ainda com alguns pontos que poderiam ser melhorados (com a montagem definitiva do sistema, considerando que este tratava-se de protótipo). Desta forma, poder-se-ia atingir a máxima potência do *chiller* transferida para o ar de combustão na SRD;
- d) o projeto, instalação e operação do conjunto TCR-VTR, responsável pela produção de água quente, apresentou alguns problemas durante a operação do sistema térmico nos testes de ambas as campanhas. Quando o sistema térmico ainda estava fora de operação com o motor da UG-01 funcionando, a válvula manual instalada na entrada do TCR, a qual parece inadequada para fluidos a cerca de 350°C (caso dos gases de exaustão provenientes do motor), permitiu a passagem de gases quentes para o TCR-VTR, provocando o aquecimento indesejável e incontrolável da água no circuito de água quente, com grandes choques em toda a estrutura do circuito de água quente. Isso levou a uma intervenção emergencial de se jogar água de incêndio para resfriar o TCR. Poder-se-ia instalar válvulas apropriadas (e motorizadas) na tubulação de gases quentes (de exaustão), tanto na entrada do TCR, quanto na saída do VTR, permitindo assim uma operação mais tranquila e segura. Também há a necessidade de melhoria na vedação na sucção do VTR;

- e) o dimensionamento, seguido de especificação/seleção das bombas do sistema térmico, de forma geral, exigiam uma razoável exatidão na determinação das vazões e perdas de carga máximas. No caso do circuito de água de resfriamento do *chiller* e do TCA, proveniente da TR, onde existem circuitos em paralelo (*chiller* e TCA), o que exige o balanceamento de vazões, a determinação, um pouco mais difícil, da perda de carga a ser combatida na BAC, deve levar isso em conta. Além disso, depois do projeto detalhado do sistema térmico, a tubulação desse circuito de água de resfriamento da TR, durante a instalação, sofreu redução de diâmetro de 12 para 10 polegadas, por questões de fornecimento de material. Provavelmente isto influenciou nos testes do sistema térmico, pois a BAC se mostrou insuficiente, sendo a solução principal aumentar a rotação da BAC por meio da elevação da frequência da tensão na saída do inversor de 60 para 69 Hz;
- f) seria também adequado garantir que a água na torre de resfriamento permanecesse razoavelmente limpa durante a operação do sistema térmico, embora a TR estivesse localizada próxima a árvores com desprendimento de muitas folhas pela ação do vento. Assim, a instalação de filtros com medidores de pressão diferencial (para acompanhar a perda de carga nos filtros), na entrada do *chiller* e do TCA, poderia ter sido adotada no sistema térmico;
- g) a instrumentação analógica (de campo) do sistema térmico foi implantada com aquisição manual, ao invés de automática, e alguns instrumentos não possuíam resolução adequada para as medições necessárias, prejudicando o acompanhamento e o registro mais eficiente das grandezas de interesse durante os testes. Também houve uma grande pulsação de pressão dos gases de exaustão, com consequente dificuldade para sua medição.

6.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Além das sugestões apresentadas anteriormente visando superar as limitações verificadas durante os testes do sistema térmico, apesar do investimento 28,1% menor, se for apenas replicado para os demais motores, o custo por sistema implantado cairia substancialmente devido à escala de produção. Além disso, o Projeto CRATOS não teve por objetivo otimizar o sistema térmico a ser implantado, por ser um projeto visando, principalmente, à avaliação experimental de um motor de combustão interna

de grande porte em função do condicionamento do ar de combustão. Portanto, há a possibilidade de realizar futuros estudos de otimização do sistema para aplicação nos demais motores, o que reduziria bastante o custo de investimento por potência instalada. Uma vez que a funcionalidade do sistema térmico desenvolvido foi comprovada para um dos 24 motores de combustão interna da UTE LORM, serve também para todos motores de grande porte, a gás natural, turboalimentados e com *intercooler*, com a mesma capacidade. Sendo assim, com os resultados da aplicação do sistema térmico experimental para este motor, pode-se afirmar que apresenta uma abrangência de aplicação para os 23 motores restantes, sem qualquer alteração. Talvez, a única restrição seria o espaço físico para instalar 23 *chillers* por absorção, 23 TCRs, 23 VTRs, além das bombas, e, principalmente, 23 torres de resfriamento, uma vez que este último é, de longe, o maior equipamento de todos. Para resolver esta restrição, seria necessário um estudo de otimização termoeconômica para a obtenção da estrutura e dos parâmetros ótimos, apenas da parte de recuperação de calor para produção de água gelada e água de resfriamento, podendo até ter vantagens econômicas pela escala, uma vez que apenas a SRD, o TCA e a BAA é que teriam que ser um para cada um dos MCIs.

6.3 OUTRAS APLICAÇÕES

Vale salientar que este sistema térmico não limita sua aplicação à UTE LORM, uma vez que os conhecimentos adquiridos neste projeto, ainda que adaptados, mas com a mesma estrutura, permitem aplicação em outros motores de termelétricas MCIs semelhantes, ou seja, motores turboalimentados, visando aumentar a disponibilidade de geração líquida por evitar o *derating* como medida de prevenção de *knocking* nas termelétricas equipadas com MCIs em regiões de clima tropical. Dependendo da localização da termelétrica a motores turboalimentados, o sistema térmico pode ser adaptado e implantado, dispensando até a torre de resfriamento, caso tenha algum espelho d'água (rio, lago ou até mar) bem próximo. Melhor ainda seria nas plataformas de exploração de petróleo e gás, que também usam este tipo de motor, quando dispensaria não só a torre de resfriamento, mas também todo o sistema de produção da água gelada com *chiller*, sem recuperar o calor, apenas captando a água gelada a cerca de 1.000 metros de profundidade. Portanto, a configuração do sistema térmico pode ser aplicada a MCIs apenas corrigindo as capacidades dos componentes em

função da vazão de ar dos motores e das condições climáticas locais. Neste ponto, é preciso lembrar que o sistema térmico da UTE LORM foi dimensionado para a vazão de ar do motor e tomando por base um histórico climático local de cerca de dois anos. Por fim, a aplicabilidade desses sistemas não se restringe a motores de combustão interna. Pode ser ainda empregado em turbinas a gás em ciclo aberto simples ou em ciclo combinado, sendo que esta última configuração representa uma parte significativa da geração termelétrica do Brasil.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

2SOLVE. **Fluxograma do Sistema Térmico**. [2022]. 1 fluxograma, formato pdf.

AGNEW, B.; TALBI, M.; MOSTAFAVI, M. Combined Power and Cooling, an Analysis of the Combined Diesel-Absorption Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, p. 1097-1105, 1999.

ALMEIDA, R. **Projeto CRATOS - Solicitação de dados**. Destinatário: Carla Cesar Martins Cunha. Vitória, 22 dez. 2022. 1 mensagem via correio eletrônico.

ARIA, M.; CUCCURULLO, C. bibliometrix: An R-tool for comprehensive science mapping analysis. **Journal of Informetrics**, v. 11, n. 4, p. 959-975, 2017.

BATTISTA, D. D.; CIPOLLONE, R.; GUALTIERI, A. **Development of Thermal Modeling in Support of Engine Cooling Design**. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINES & VEHICLES, 11., 2013, Capri. **SAE Mobilus**. [S. l.]: SAE International, 2013. 11 p. SAE Technical Paper 2013-24-0090. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2013-24-0090>. Acesso em: 14 out. 2024.

BRASIL. Lei nº 9.991, de 24 de julho de 2000. Dispõe sobre realização de investimentos em pesquisa e desenvolvimento e em eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica, e dá outras providências. **Diário Oficial da União**: seção 1, Brasília, DF, ano 139, p. 1, 25 jul. 2000. Disponível em: https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/l9991.htm. Acesso em: 26 jun. 2024.

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

CAMPBELL, I. C.; CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; Santos, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M.; ZABEU, C. B. Performance Assessment of a Large Internal Combustion Engine Due to Inlet Air Cooling and Dehumidification: A Simulation Using GT-Power Software. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING - ENCIT, 18., 2020, Bento Gonçalves, Brazil, *Online*. **Proceedings of ENCIT 2020**. Rio de Janeiro: ABCM, 2020. 9 p.

CHUN, A. **Otimização de uma Superestrutura de Chillers por Absorção para a Recuperação de Calor Residual em Motores de Combustão Interna**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2017.

CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; KROHLING, G. S.; PAULO, L. A., SPACINI, K.; CUNHA, C. C. M.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. 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 INGENIERÍA MECÁNICA, 14., 2019, Cartagena, Colômbia. **Anais do CIBIM 2019**. Cartagena: UIS; FIBIM, 2019. v. 1. 8 p.

CHUN, A. **Superstructure Optimization of Absorption Chillers integrated with a Large Internal Combustion Engine for Intake Air Conditioning**. 2020a. 256 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2020a.

CHUN, A.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S.; ZABEU, C. B. Development of Off-Design Turbocharger Modelling Combined With 1-D Engine Model. *In*: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING - ENCIT, 18., 2020b, Bento Gonçalves, Brazil, *Online*. **Proceedings of ENCIT 2020**. Rio de Janeiro: ABCM, 2020b. 10 p.

CHUN, A.; MIOTTO, B. M.; PAULA, V. B.; ZIMERER, D. A.; PEREIRA, A. L. S.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Development of Heat and Mass Transfer Modelling for Counter-Flow Cooling Tower. *In*: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 26., 2021, Virtual Congress, Brasil. **Proceedings of COBEM 2021**. Rio de Janeiro: ABCM, 2021. 10 p.

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

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). **Balanco Energético Nacional**: Relatório Síntese 2022: Ano Base 2021. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2022. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-675/topico-631/BEN_S%C3%ADntese_2022_PT.pdf. Acesso em: 7 maio 2024.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). **Balanco Energético Nacional**: Relatório Síntese 2023: Ano Base 2022. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2023. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-681/BEN_S%C3%ADntese_2023_PT.pdf. Acesso em: 7 maio 2024.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2024**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2024. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/anuario-estatistico-de-energia-eletrica>. Acesso em: 23 dez. 2024.

ENERDATA. **Share of renewables in electricity production**. Enerdata, 2023. Disponível em: <https://yearbook.enerdata.net/renewables/renewable-in-electricity-production-share.html>. Acesso em: 27 maio 2024.

FILHO, A. Termelétricas no ES: atrasos já fizeram BTG pagar R\$ 96 milhões. **A Gazeta**, Vitória, 07 ago. 2022. Colunas. Disponível em: <https://www.agazeta.com.br/colunas/abdo->

filho/termelétricas-no-es-atraso-ja-fez-btg-ser-multado-em-r-96-milhoes-0722. Acesso em: 31 out. 2024.

FONSECA, F. M.; MIOTTO, B. M. F.; CHUN, A.; SANTOS, R. G.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. Sistema Térmico Experimental de Baixo Custo para Recuperação de Calor e Condicionamento do Ar de Combustão em Um Motor de Combustão Interna de Grande Porte: do Dimensionamento ao Projeto Completo. *In*: CONGRESSO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA, 15., 2022, Madrid, Espanha. **Anais do CIBIM 2022**. Madrid: FIBIM, 2022. 10 p.

GAVA, E. P.; RODRIGUES, L. B. **Modelagem e Simulação de um Sistema para Recuperação do Calor de um Motor Alternativo de Combustão Interna visando o Condicionamento de Ar**. 2013. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2013.

HILALI, İ; SÖYLEMEZ, M. S. An Application of Engine Exhaust Gas Driven Cooling System in Automobile Air-Conditioning System. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 35, p. 27-34, 2015.

JANSSON, J. **Cylinder Pressure Closed Loop Control**. [S. l.]: Wärtsilä, 2010. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/395464816/Cylinder-Pressure-Closed-Loop-Control>. Acesso em: 30 out. 2024.

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

KADUNIC, S.; SCHERER, F.; BAAR, R. Increased Gasoline Engine Efficiency due to Charge Air Cooling through an Exhaust Heat driven Cooling System. **MTZ**, v. 75, p. 58-60, 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**. 3rd. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

KAPSE, R.; ARAKERIMATH, R. R. Study and Comparison of Charge Air Cooling Techniques & their Effects on Efficiency of Automobile Engine. **International Journal of Engineering Research & Technology**, v. 6, p. 196-201, 2017.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3rd. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1984.

KELVION. **Data book**: Trocador de Calor a Placas - NT150L - CD10. Franco da Rocha: Kelvion, 2021. (Manual Técnico).

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

LINHARES GERAÇÃO S.A. **A UTE Lorm**. Linhares Geração S.A. – LGSA, 2024. Disponível em: <https://www.lgsa.com.br/a-ute-lorm/>. Acesso em: 15 out. 2024.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica**: Planejamento, Projeto e Operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 2.

MANSOUR, M. K.; HASSAB, M. Thermal Design of Cooling and Dehumidifying Coils. *In*: MITROVIC, J. (ed.). **Heat Exchangers - Basics Design Applications**. Rijeka, Croatia: InTech, 2012. p. 367-394. ISBN 978-953-51-0278-6. Disponível em: <https://www.intechopen.com/chapters/30773>. Acesso em: 18 out. 2024.

MATOS, D. T. **Projeto CRATOS - Dados CVU da UTE LORM**. Destinatário: Carla Cesar Martins Cunha. Vitória, 29 jun. 2022. 1 mensagem eletrônica.

MCCARTHY, T. J.; MADADNIA, J. Exhaust Heat Energy Recovery Through Use of Absorption Cooling of Internal Combustion Engine Intake Air. *In*: ASME SUMMER HEAT TRANSFER CONFERENCE, 2012, Rio Grande, Puerto Rico. **Proceedings [...]**. New York: ASME, 2012. 7 p.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E INOVAÇÃO (Brasil). Sistema de Registro Nacional de Emissões. **Fator médio** – Inventários corporativos. MCTI: Brasília, DF, 2024. Disponível em: <https://www.gov.br/mcti/pt-br/acompanhe-o-mcti/sirene/dados-e-ferramentas/fatores-de-emissao>. Acesso em: 12 out. 2024.

MIOTTO, B. M. F.; CHUN, A.; BARONE, M. A.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. On the Thermal Subsystem Performances and Overall Process of Cost Formation in Thermal Systems. *In*: CONSTRUCTAL LAW & SECOND LAW CONFERENCE, 12., 2019, Porto Alegre, Brazil. **Proceedings of CLC 2019**. Porto Alegre: UNISINOS, 2019. p. 98-101.

MIOTTO, B. M. F.; CHUN, A.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M.; ZABEU, C. B. 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, Japan. **Proceedings of ECOS 2020**. Osaka: ECOS 2020 Local Organizing Committee, 2020. p. 734-746.

MIOTTO, B. M. F. **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. 2021. 136 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2021.

MIOTTO, B. M. F.; CHUN, A.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M.; FARIA, P. R. Sizing, Analysis and Comparison of two WHR Systems Integrated with a Large Internal Combustion Engine for Intake Air Conditioning. *In*: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 35., 2022, Copenhagen, Denmark. **Proceedings of ECOS 2022.** Kongens Lyngby: DTU Construct, 2022. p. 1361-1374.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine with Intercooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, p. 733-740, 1996a.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Supercharged Engine with Intercooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, p. 921-930, 1996b.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, p. 845-850, 1996c.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Supercharged Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, p. 509-514, 1996d.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine with Precooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, p. 593-599, 1997a.

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. **SAE International**. 1997b.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW B. Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, p. 471-478, 1997c.

MOTOVENT. **Proposta nº 110052-A/21.** São Paulo: Motovent, 2021. (Proposta Técnica com Ficha de Dados).

NOVELLA, R.; DOLZ, V.; MARTÍN, J.; ROYO-PASCUAL, L. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 257-270, 2017.

ONS. **Operador Nacional do Sistema Elétrico - CVU das usinas térmicas**. Disponível em: <https://dados.ons.org.br/dataset/cvu-usitermica>. Acesso em: 22 ago. 2023.

PAULA, V. B.; CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. An Alternative Design and Economic Feasibility of an Experimental Waste Heat Recovery System for Intake Air Conditioning of a Large Internal Combustion Engine. *In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING - ENCIT*, 18., 2020, Bento Gonçalves, Brazil, *Online*. **Proceedings of ENCIT 2020**. Rio de Janeiro: ABCM, 2020. 10 p.

PETRASSI, P. **Relatório do Ensaio de Desempenho - Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo. Relatório Técnico**. Linhares, 2012.

RAJEWSKI, A. **Evaluating internal combustion engine's performance**. Wärtsilä, 2018. Disponível em: <https://www.wartsila.com/insights/article/evaluating-internal-combustion-engine-s-performance>. Acesso em: 09 dez. 2024.

ROCHA, L. S. **Estudo do Potencial Tecnológico de Produção de Água Gelada Recuperando o Calor Residual de um Motor de Combustão Interna de Grande Porte a Gás Natural**. 2022. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2022.

RYAN, W. Driving Absorption Chillers Using Heat Recovery. **Building for the Future: A Supplement to ASHRAE Journal**, p. s30-s36, 2004.

SALVADOR, R. L. **Projeto CRATOS - Cenários de custo de gás natural**. Destinatário: Carla Cesar Martins Cunha. Vitória, 06 set. 2023. 1 mensagem eletrônica.

SALVIANO, L.; MODESTO, M. Simulation of the Coupled between an Absorption Refrigeration System (H₂O-NH₃) and a Turbo-Charged Diesel Engine. *In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM)*, 21., 2011, Natal. **Proceedings [...]**. Rio de Janeiro: ABCM, 2011. 10 p.

SANTOIANI, D. Power Plant Performance under Extreme Ambient Conditions. **Wärtsilä Technical Journal**, Helsinki, p. 22-27, 2015. (Report No.: J 2015).

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**, v. 22, p. 693-702, 2002.

THERMAX. **Chiller Model: TAC L1 P2**. [Sri City, Índia]: Thermax, 2021. (Ficha de Dados).

TUBAL. **Hot Gas Recuperator Specification Sheet**. [Várzea Paulista]: Tubal, 2021a. (Ficha de Dados).

TUBAL. **Fornecimento de Trocador De Calor Tipo Radiador**. Várzea Paulista: Tubal, 2021b. (Ficha de Dados).

VETTOR. **Proposta Técnica e Comercial Consolidada**: PO–20/20.222-9. Cabreúva: Vettor, 2021. (Proposta Técnica com Ficha de Dados).

WÄRTSILÄ. **Wärtsilä 34SG Power Plant Product Guide**. Finlândia: Wärtsilä, 2008. (Technical Report).

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

ZABEU, C. B.; SALVADOR, R. L.; RUY, G. P.; MARTELLI, A. L.; PENARANDA, A. M.; GÜNTERT, T. S. 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, IX, 2017, João Pessoa. **Anais [...]**. ANEEL: Brasília, DF, 2017. 12 p.

ZABEU, C. B.; SALVADOR, R. L.; RUY, G. P.; MARTELLI, A. L.; PENARANDA, A. M.; GÜNTERT, T. S. **Diagnóstico de Problemas, Otimização da Combustão e Balanceamento da Potência de Cilindros de Motores a Gás Natural**. 2018. (Projeto ANEEL PD-6932-0115-2015. Relatório de Pesquisa).

ZIMERER, D. A.; PEREIRA, A. L. S.; CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; PAULA, V. B.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Development of Off Design Modellings for Distinct Heat Exchangers Coupled to an Internal Combustion Engine. *In*: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 26., 2021, Virtual Congress, Brasil. **Proceedings of COBEM 2021**. Rio de Janeiro: ABCM, 2021. 10 p.

APÊNDICE A – DESEMPENHO DOS COMPONENTES DO SISTEMA TÉRMICO

No Apêndice A, são apresentados os desempenhos individuais dos equipamentos componentes do sistema térmico experimental durante ambas as campanhas de testes.

A.1 DESEMPENHO DOS COMPONENTES DO SISTEMA TÉRMICO NA PRIMEIRA CAMPANHA DE TESTES

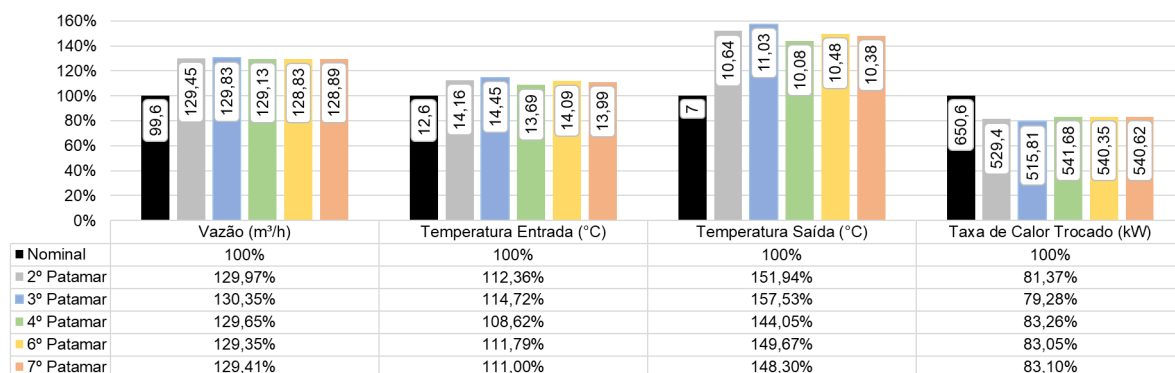
De uma forma geral, na análise do desempenho do sistema térmico, as taxas de calor trocados nos componentes foram calculadas e comparadas com seus valores nominais (declarados pelos fabricantes para condições específicas de operação e instalação correta dos seus equipamentos). Sempre que possível, os índices de desempenho nominais foram corrigidos para as condições operacionais, como feito na análise da perda de carga nos principais componentes.

Os principais componentes aqui examinados foram o *chiller*, subdividido em evaporador, gerador e absorvedor associado ao condensador, o TCA (lado água de resfriamento da TR e lado água de resfriamento do motor), a SRD (lado água gelada e lado ar de combustão), o TCR (lado água quente e lado gases de exaustão) e a TR, sem medição de água de reposição.

Quanto à vazão de água gelada através do evaporador do *chiller* (igual à vazão através da SRD), verificou-se que esta vazão se manteve constante ao longo dos testes de abril, com valor de cerca de 129% da vazão nominal, como ilustra a Figura A.1. A temperatura da água gelada na entrada do evaporador (*chiller*) apresentou valores superiores à temperatura nominal, de cerca de 110% no 2º, 3º, 4º, 6º e 7º patamares. A temperatura da água gelada na saída do evaporador (*chiller*) apresentou valores superiores à temperatura nominal, em torno de 150% no 2º, 3º, 4º, 6º e 7º patamares. A taxa de calor trocado no evaporador do *chiller* foi de aproximadamente 80% de seu valor nominal. Portanto, fica evidenciado que o *chiller*, nos testes de abril, não

alcançou sua capacidade nominal, apesar da temperatura média da água gelada que retornava para o *chiller* (vindo da SRD) encontrar-se acima da nominal (12,5°C).

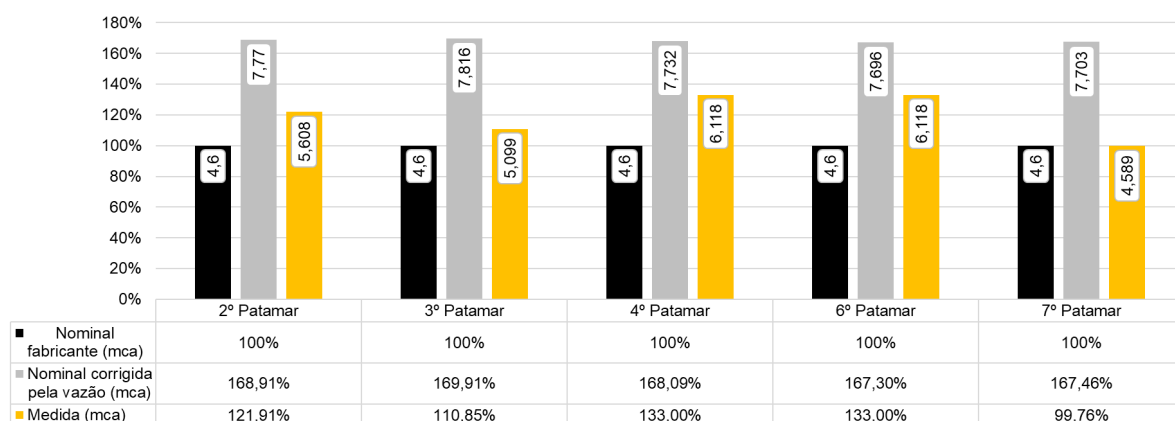
Figura A.1 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água gelada, bem como a taxa de transferência de calor no evaporador do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.2, pode-se observar a perda de carga no evaporador (lado água gelada) para o 2º, 3º, 4º, 6º e 7º patamares. A perda de carga nominal corrigida para a vazão de água gelada operacional medida nos testes de abril foi maior que a nominal do fabricante, pois a vazão de água gelada foi maior que a nominal (Figura A.1). Assim, pode-se dizer que a perda de carga medida nos testes de abril foi menor que a declarada pelo fabricante do *chiller*, lembrando que o circuito de água gelada é fechado e, portanto, com água limpa.

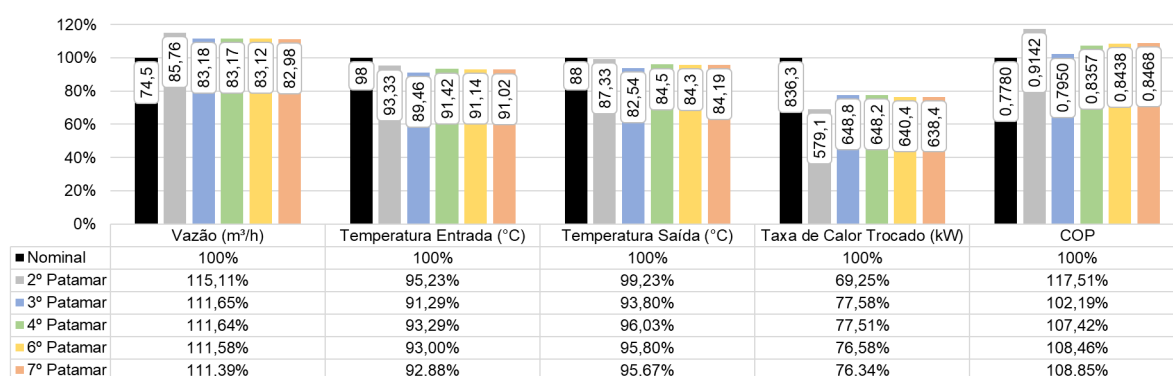
Figura A.2 – Variação da perda de carga (lado água gelada) no evaporador do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura A.3 se refere ao gerador do *chiller*. Na análise do desempenho desse componente, baseando-se nos dados experimentais, é importante lembrar que no circuito de água quente existe uma válvula de três vias na entrada do gerador do *chiller* para controle do mesmo (conforme Figura 4.2). Assim, como a abertura desta válvula não se encontra aqui registrada, a vazão de água quente medida pode não ter escoado totalmente através do gerador do *chiller*. Assim, notam-se pequenas oscilações na vazão de água quente, que, grosso modo, foi de cerca de 115% da vazão nominal no 2º patamar e em torno de 112% no 3º, 4º, 6º e 7º patamares. A temperatura da água quente na entrada do gerador (*chiller*) apresentou valores inferiores à temperatura nominal (98°C), sendo de aproximadamente 95% no 2º patamar, 91% no 3º patamar e 93% no 4º, 6º e 7º patamares, enquanto a temperatura da água quente, medida após a junção (ponto onde a tubulação que sai do gerador encontra-se com a tubulação de desvio da válvula de 3 vias do *chiller*), apresentou valores inferiores à temperatura nominal (88°C), sendo de cerca de 99% no 2º patamar, 94% no 3º patamar e 96% no 4º, 6º e 7º patamares. A taxa de calor trocado no gerador do *chiller* foi menor que a nominal (836 kW), sendo de aproximadamente 69% no 2º patamar e 77% no 3º, 4º, 6º e 7º patamares. Portanto, fica evidenciado que o *chiller*, nos testes de abril, não alcançou sua capacidade nominal, influenciado, em certa parte, pela baixa temperatura da água quente. Um comportamento típico dos *chillers* por absorção, quando operando com parâmetros (temperaturas e vazões) nominais em seus fluxos externos (água gelada, quente e de resfriamento), é apresentar COP maiores que o COP nominal a cargas parciais. Entretanto, essas condições não foram respeitadas para se analisar diretamente os valores de COP indicados na Figura A.3.

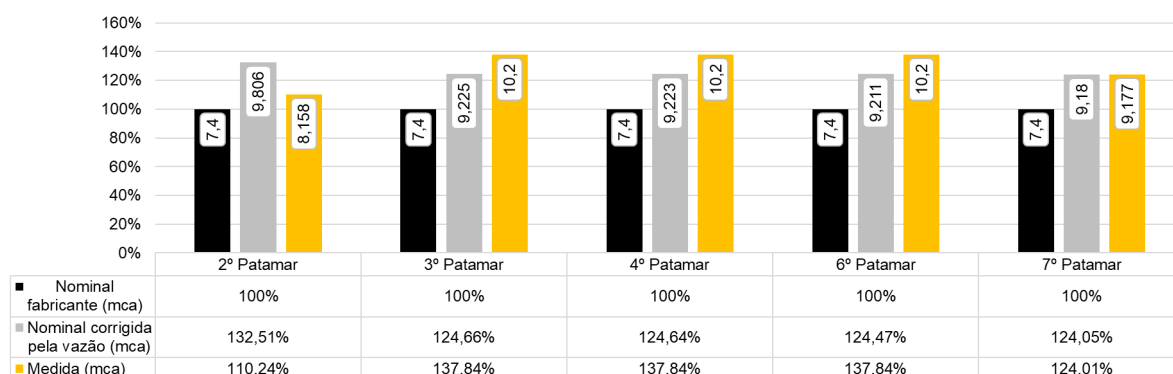
Figura A.3 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água quente, bem como a taxa de transferência de calor no gerador do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

A perda de carga no gerador do *chiller* (lado água quente) para o 2º, 3º, 4º, 6º e 7º patamares pode ser observada na Figura A.4. A perda de carga nominal corrigida para a vazão de água quente operacional medida nos testes de abril foi maior que a nominal do fabricante, pois a vazão de água quente foi maior que a nominal (Figura A.3). Assim, pode-se afirmar que a perda de carga medida nos testes de abril foi menor que a declarada pelo fabricante do *chiller* no 2º patamar e maior no 3º, 4º, 6º e 7º patamares. Cabe lembrar que o circuito de água quente possui uma válvula de 3 vias, que a perda de carga declarada pelo fabricante poderia excluir essa válvula, e que se trata de um circuito fechado e, portanto, opera com água limpa.

Figura A.4 – Variação da perda de carga (lado água quente) no gerador do *chiller* nos testes de abril



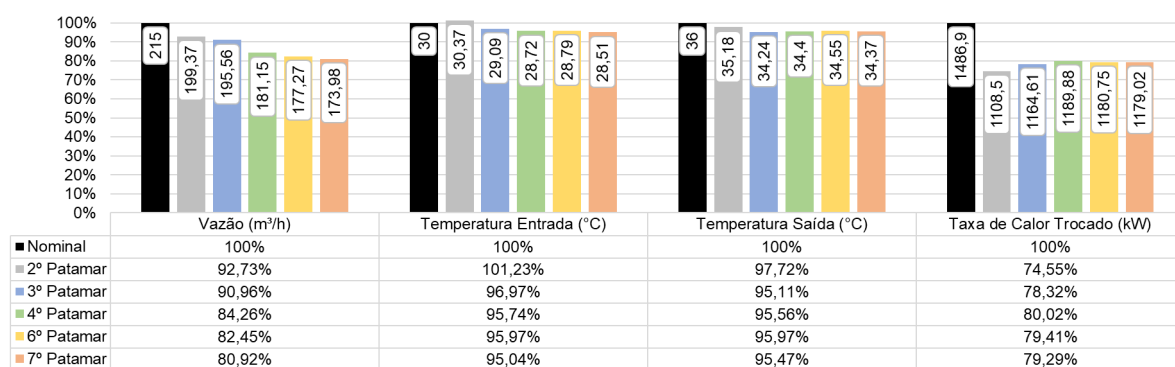
Fonte: Produção do próprio autor.

Deve-se aqui destacar que a água de resfriamento do *chiller* (proveniente da torre de resfriamento), entra pelo absorvedor e sai no condensador. Assim, visto que as temperaturas da água de resfriamento são medidas somente na entrada e na saída, esses dois componentes do *chiller* foram analisados conjuntamente.

Por meio da Figura A.5, pode-se verificar que a vazão de água de resfriamento no *chiller* calculada diminuiu continuamente do 2º (93% da vazão nominal) para o 7º patamar (81% da vazão nominal), podendo-se atribuir este comportamento, a princípio, olhando somente para o circuito de água de resfriamento, a um aumento da perda de carga neste circuito (*chiller*, TCA, tubulações e válvulas), a um funcionamento deficiente da BAC e possível variação de nível na bacia da TR. As temperaturas de entrada e de saída da água de resfriamento no *chiller* estiveram ligeiramente abaixo das nominais em quase todos os patamares, com pequena e contínua queda do 2º ao 7º patamar, como mostrado na Figura A.5. Por sua vez, as taxas de transferência de

calor foram bem menores que a nominal, evidenciando a operação do *chiller* abaixo de sua capacidade nominal.

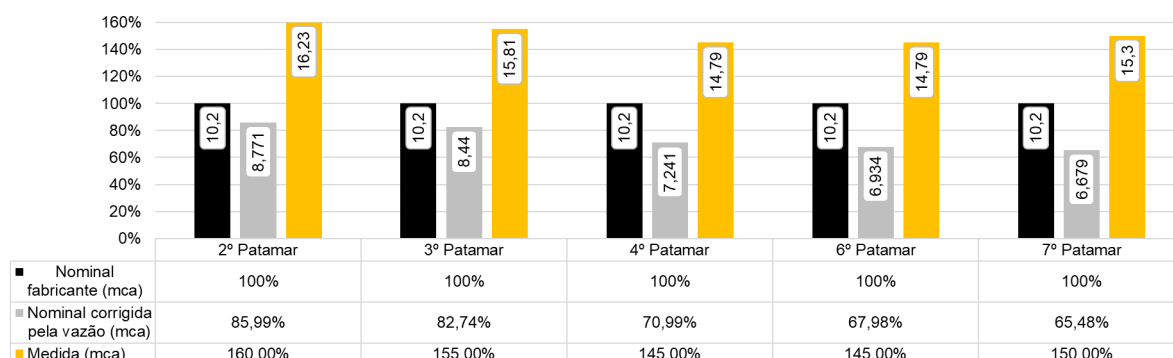
Figura A.5 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no absorvedor e condensador do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

O circuito de água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento, que serve ao *chiller* e ao TCA sem qualquer controle de vazão e de temperatura, é um circuito aberto, portanto, essa água não é exatamente limpa. Como a torre de resfriamento, que não possuía telas, foi instalada próximo a árvores, muitas folhas caíam em sua bacia. Além disso, o filtro na entrada da BAC foi retirado para diminuir a perda de carga na sucção. Também cabe registrar que não foi instalado filtro na entrada do TCA. Deste modo, na Figura A.6, pode-se observar que a perda de carga medida no *chiller* (absorvedor e condensador) no circuito de água de resfriamento foi cerca de 150% da perda de carga nominal declarada pelo fabricante, sendo maior ainda quando comparada com a perda de carga corrigida.

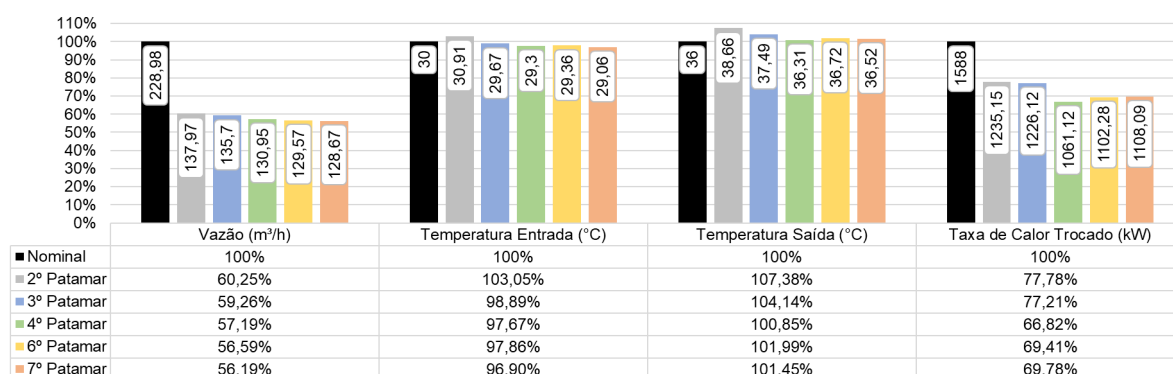
Figura A.6 – Variação da perda de carga (lado água de resfriamento) no absorvedor e condensador do *chiller* nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

As vazões de água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento através do TCA foram muito baixas, de menos de 60% da vazão nominal (229 m³/h) na maioria dos patamares, como ilustra a Figura A.7. Isto se deveu, muito provavelmente, à grande perda de carga no TCA (Figura A.8) associada a uma consequente incapacidade da BAC. Assim, como era de se esperar, as taxas de transferência de calor no TCA, adotadas iguais às exibidas na Figura A.9, como mostrado na Figura A.7, também foram muito baixas, de cerca de 77% no 2º e 3º patamares, 67% no 4º patamar e 69% no 6º e 7º patamares, com relação a uma taxa nominal de 1.588 kW.

Figura A.7 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de abril

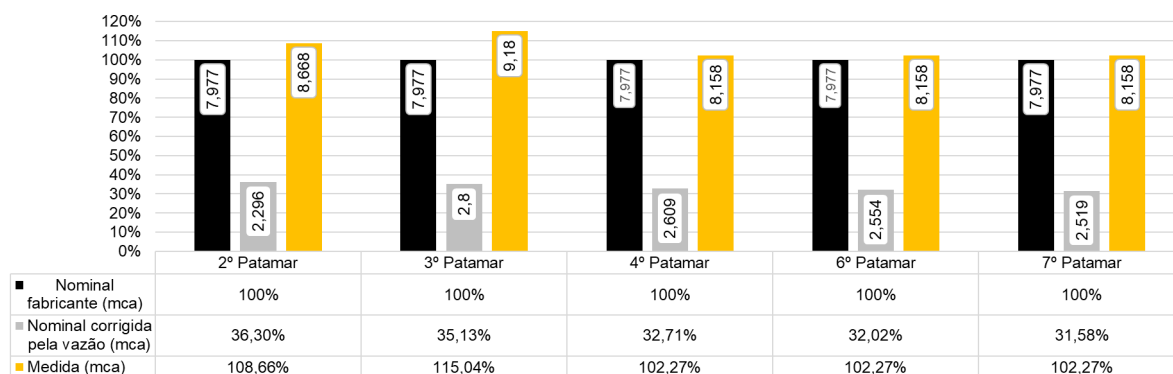


Fonte: Produção do próprio autor.

Como mencionado anteriormente, a água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento pode conter resíduos capazes de obstruir os canais de escoamento do TCA,

que é um trocador de calor de placas, indicado para operação com água limpa. Se isso acontece, ocorre elevação da resistência ao escoamento, isto é, aumento da perda de carga. Além disso, não se instalou filtro na entrada do TCA e, muito menos, manômetros diferenciais para monitorar os filtros instalados no sistema térmico. Assim, na Figura A.8 se depara com uma situação explicável, onde se pode observar perdas de carga medidas bem acima da perda de carga corrigida estimada. Por sua vez, a perda de carga corrigida foi bem inferior à perda de carga nominal devido à baixa vazão de água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento através do TCA (Figura A.7).

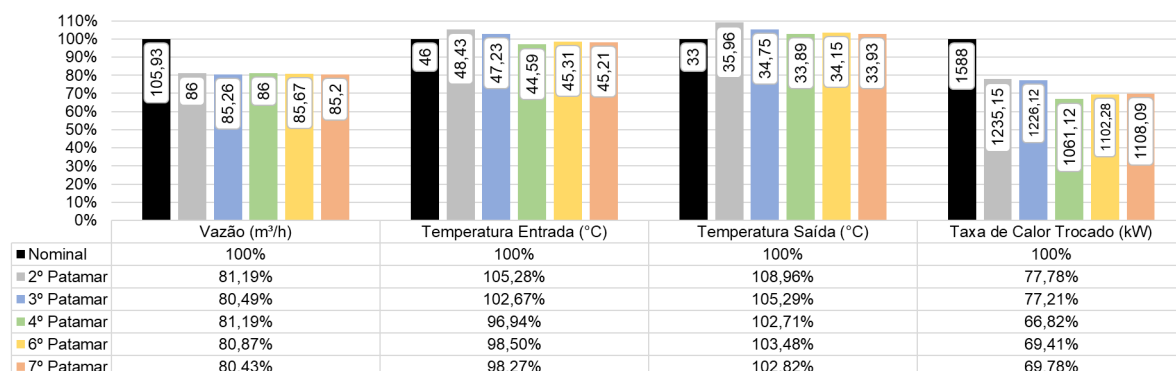
Figura A.8 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Já na Figura A.9, pode-se notar que as vazões de água de resfriamento do motor através do TCA mantiveram-se relativamente constantes, mas abaixo da nominal, a cerca de 80%. Isso ocorreu devido a problemas no funcionamento da BAA, que com sentido de giro invertido, por ter sido instalada incorretamente, sempre desligava rapidamente, tornando-se fonte de perda de carga adicional ao invés de compensar a perda de carga no circuito da água de resfriamento do motor pelo TCA, que era a finalidade da BAA. Assim, com uma vazão menor de água de resfriamento do motor, o resfriamento do ar de combustão no CAC ficou prejudicado. Também pode ser visto na Figura A.9 que a taxa de transferência de calor no TCA ficou bem abaixo da nominal devido, principalmente, à baixa vazão de água de resfriamento do motor.

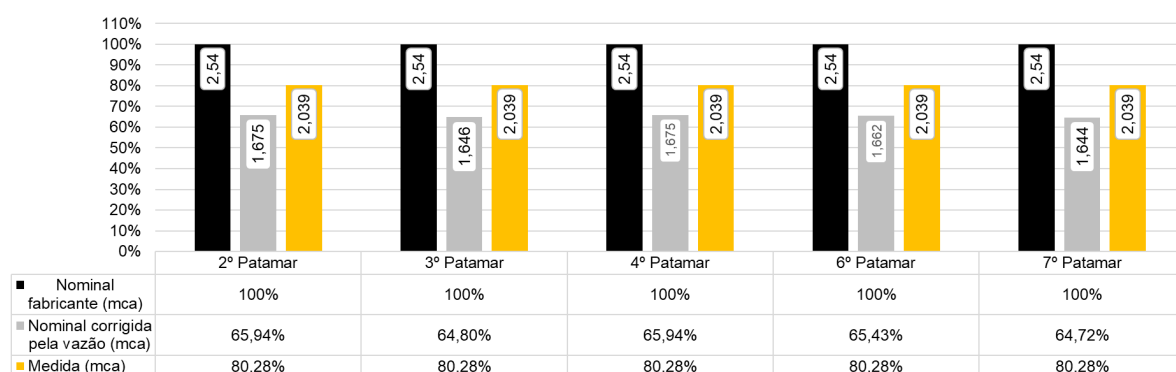
Figura A.9 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Por outro lado, verificou-se que a perda de carga medida no escoamento da água de resfriamento do motor através do TCA foi menor que a perda de carga nominal informada pelo fabricante (Figura A.10), mas maior que a perda de carga corrigida para uma vazão de operação menor que a vazão nominal (Figura A.9). Registra-se aqui que a água de resfriamento do motor é limpa e desprovida de resíduos capazes de obstruir os canais de escoamento do TCA (trocador de calor de placas, indicados para operação com água limpa), o que elevaria a resistência ao escoamento, ou seja, aumentaria a perda de carga.

Figura A.10 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de abril

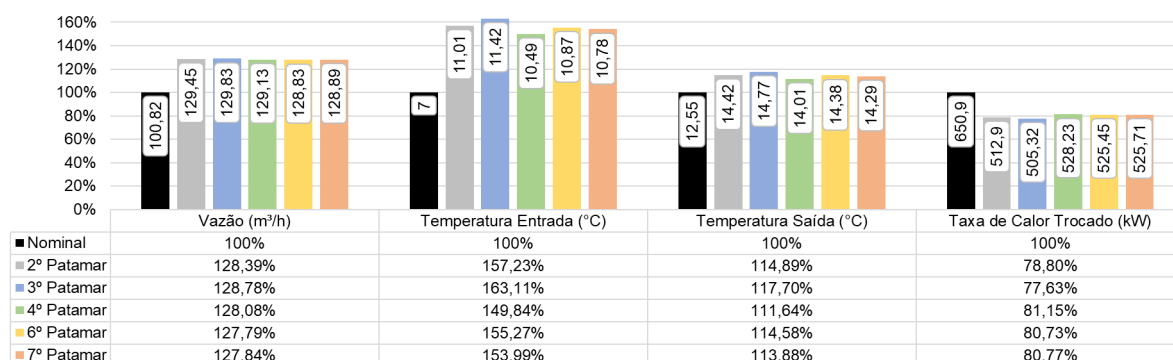


Fonte: Produção do próprio autor.

A vazão de água gelada se manteve constante em todos os patamares de carga durante os testes de abril, em cerca de 128% da vazão nominal (100,82 m³/h), como

ilustra a Figura A.11. A temperatura da água gelada na entrada da SRD ficou em torno de 11°C, bem acima do planejado (7°C), o que prejudicou o resfriamento e, principalmente, a desumidificação do ar de combustão. A taxa de transferência de calor na SRD, mostrada na Figura A.11, foi de cerca de 80% da nominal. Comparando-se as Figura A.1 e Figura A.11, pôde-se perceber que a taxa de transferência de calor na SRD, calculada a partir de medições de vazão e temperaturas no lado água gelada, foi menor que a taxa de transferência de calor no evaporador do *chiller* em, aproximadamente, 15 kW, o que se pode atribuir à falta de isolamento térmico em algumas partes do circuito de água gelada. Além disso, pôde-se considerar ainda que nem toda essa taxa de transferência de calor na SRD, mostrada na Figura A.11, foi retirada do ar de combustão. A temperatura da água gelada na saída da SRD ficou em torno dos 14°C, também acima do planejado (12,5°C).

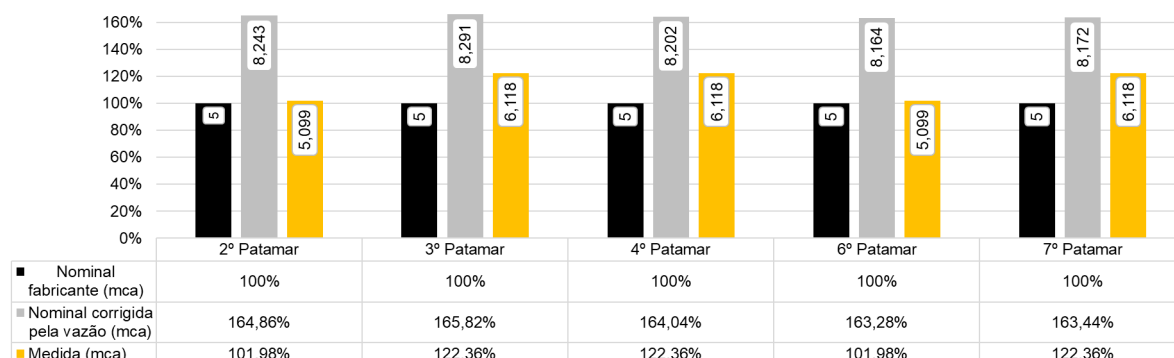
Figura A.11 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado água gelada) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.12, pode-se observar que a perda de carga corrigida foi maior que a perda de carga nominal informada pelo fabricante da SRD, sendo isso devido a vazões de água gelada acima da nominal, como mostrado na Figura A.11. Já a perda de carga medida foi inferior à perda de carga corrigida. Deve-se, entretanto, lembrar que o circuito de água gelada é do tipo fechado, operando com água limpa.

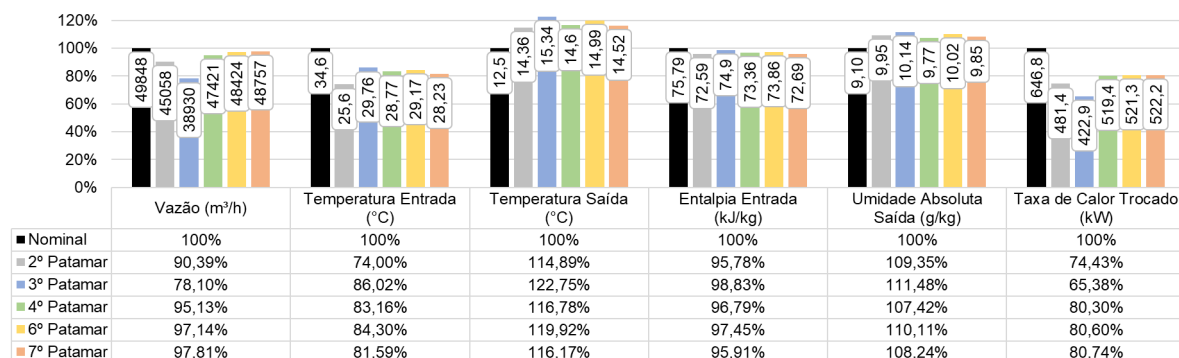
Figura A.12 – Variação da perda de carga na SRD (lado água gelada) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura A.13 também se refere à SRD, mas ao lado ar de combustão durante os testes de abril. As condições do ar atmosférico na entrada do citado equipamento foram definidas a partir do termo-higrômetro na entrada da SRD. Já o termo-higrômetro na saída da SRD avaliou as condições do ar após tal equipamento, ou seja, na entrada do motor. As vazões de ar ficaram abaixo da nominal e apresentaram, como esperado, crescimento contínuo com a elevação de potência na UG-01, exceto no 3º patamar, onde a vazão foi baixa. A temperatura de bulbo seco e a entalpia do ar atmosférico (na entrada da SRD) se mantiveram abaixo de seus valores nominais. A temperatura de bulbo seco do ar na saída da SRD permaneceu em torno de 15°C, isto é, acima da nominal (12,55°C). A umidade absoluta do ar na saída da SRD ficou em torno de 10 g_v/kg_{ar}, maior do que a nominal (9,1 g_v/kg_{ar}). A taxa de transferência de calor foi de cerca de 80% da nominal (646,8 kW) no 4º, 6º e 7º patamares, sendo menor ainda no 2º e 3º patamares. Pode-se também observar que no 3º patamar foi registrada a menor vazão de ar e a menor taxa de transferência de calor na SRD.

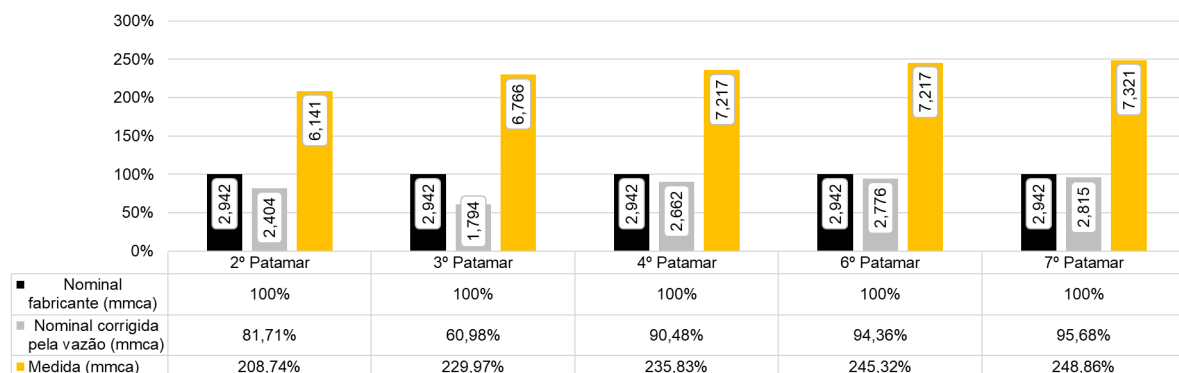
Figura A.13 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída do ar, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado ar de combustão) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

A perda de carga devido ao escoamento de ar (de combustão) através da SRD apresentou tendência de aumento com a elevação da vazão do ar de combustão, que ocorre quando a potência da UG-01 é elevada, sendo esse comportamento mostrado na Figura A.14. A perda de carga nominal corrigida depende da vazão de ar, sendo menor no 3º patamar, onde a vazão de ar também foi menor (Figura A.13). A perda de carga medida ficou bem acima da nominal (mais de 200%) em todos os patamares de carga. Entretanto, a perda de carga na SRD foi medida com manômetro diferencial envolvendo a SRD, o eliminador de gotas e o filtro, enquanto a perda de carga nominal informada pelo fabricante considera somente a SRD.

Figura A.14 – Variação da perda de carga na SRD (lado ar de combustão) nos testes de abril

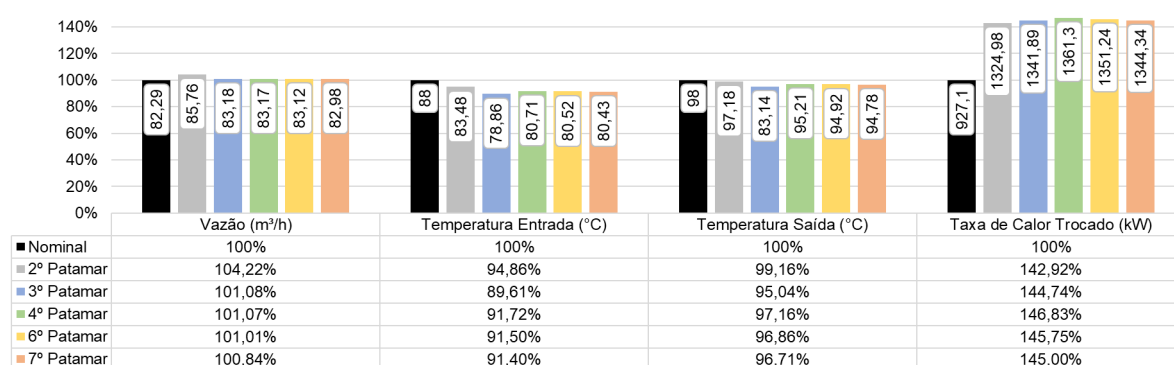


Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.15, pode-se observar que a combinação das variações da vazão e das temperaturas de água quente, aparentemente pequenas, levaram a taxas de

transferência de calor absorvido pela água quente bem maiores que a nominal (cerca de 145%). Entretanto, nem toda energia térmica absorvida pela água quente no TCR foi transferida para o gerador do *chiller*, o que é possível ser evidenciado comparando-se as Figura A.15 e Figura A.3. Essa perda significativa de calor (para o ambiente) pode-se atribuir à falta de isolamento térmico das tubulações (e válvulas) de água quente.

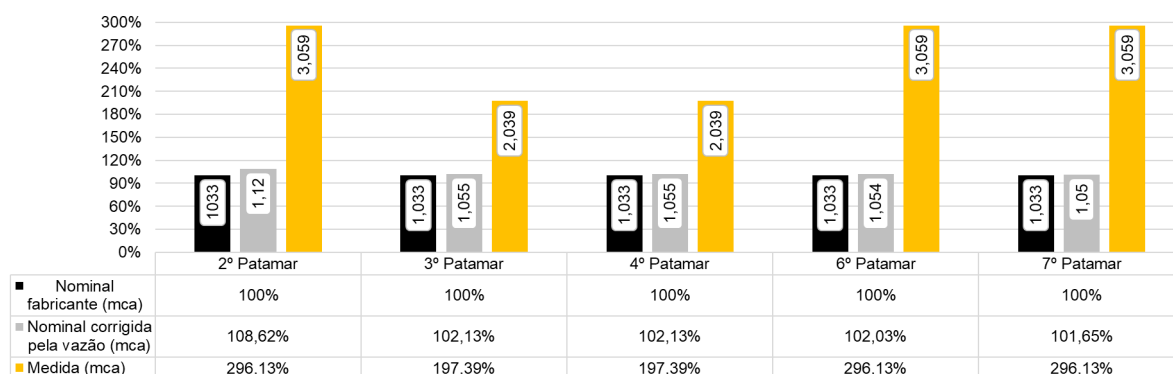
Figura A.15 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado água quente) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

As perdas de carga medidas no TCR (lado água quente) oscilaram, e bem acima das perdas de carga nominal e corrigidas, como mostra a Figura A.16. Cabe registrar que as pressões na entrada e na saída do TCR foram medidas em campo usando-se manômetros analógicos (com ponteiros), e que estes manômetros não se encontravam protegidos dos efeitos das altas temperaturas da água quente. Ainda em relação à Figura A.16, pode-se observar que as perdas de carga corrigidas são praticamente iguais à perda de carga nominal, visto que as vazões de água quente foram bem próximas da nominal, como pode ser observado na Figura A.15.

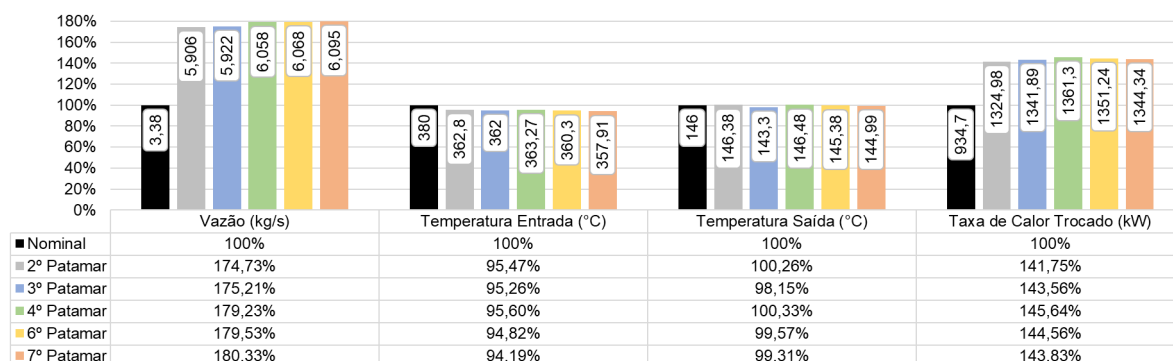
Figura A.16 – Variação da perda de carga no TCR (lado água quente) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

A taxa de transferência de calor mostrada na Figura A.17 foi adotada igual à calculada pelo lado da água quente (Figura A.15), considerando, mesmo com o TCR sem isolamento térmico, que o calor recebido pela água seria igual ao cedido pelos gases exaustos no TCR. A vazão de gases exaustos através do TCR não foi medida, e sim calculada. Desta forma, tanto a taxa de calor cedida pelos gases de exaustão quanto sua vazão devem ser maiores que as mostradas na Figura A.17. Contudo, nesta mesma figura, podem-se observar vazões de gases de exaustão através do TCR e taxa de transferência de calor no TCR acima dos seus valores nominais, sendo as temperaturas dos gases exaustos na entrada e na saída do TCR bem mais próximas das nominais.

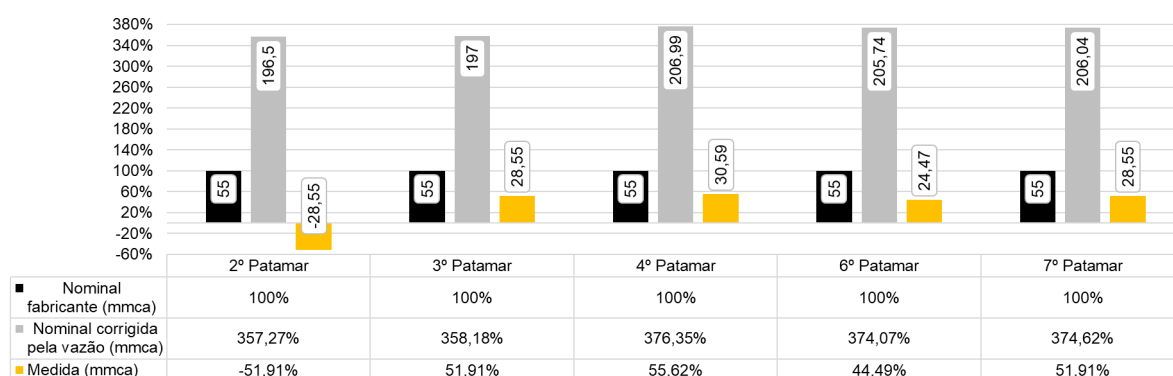
Figura A.17 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de gases, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

As medições das pressões na tubulação de gases exaustos na entrada e na saída do TCR foram realizadas, com dificuldades, usando-se um manômetro diferencial portátil. As tubulações, não isoladas, estavam muito quentes. Como as tomadas de pressão não foram adequadamente instaladas em trechos retos de tubulação, além do que ocorria intensa pulsação de pressão, tais medições não foram confiáveis. Também cabe registrar que as perdas de carga, mostradas na Figura A.18, são simplesmente a diferença de pressões estáticas, não sendo consideradas as diferenças de pressões velocidade. Na Figura A.18, pode-se observar perdas de carga corrigidas bem acima da nominal devido a vazões de gases exaustos também maiores do que a nominal (Figura A.17). Por outro lado, as perdas de carga medidas foram bem inferiores à nominal e à nominal corrigida, resultando, inclusive, em um valor negativo no 2º patamar, o que seria impossível.

Figura A.18 – Variação da perda de carga no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de abril

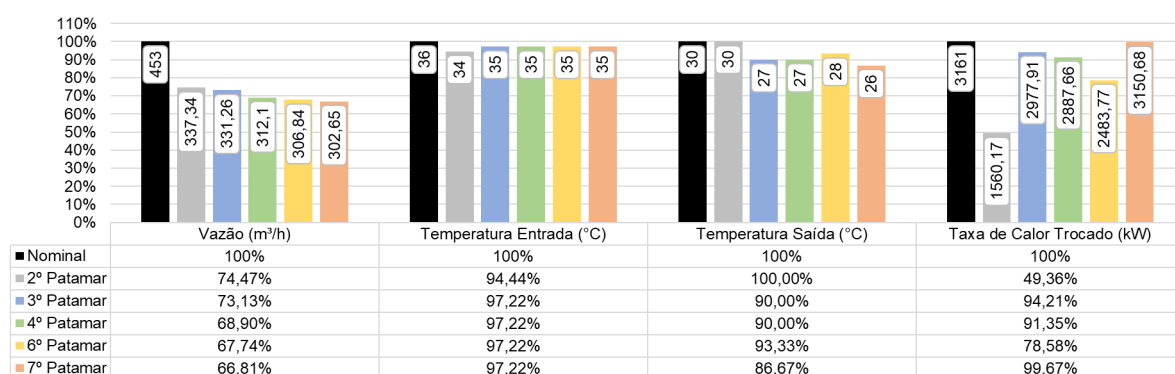


Fonte: Produção do próprio autor.

O mapa de desempenho da torre de resfriamento fornecido pelo fabricante limitou-se a pequenas variações em torno da condição nominal. Assim, dependendo das funções ajustadas e da distância em relação à condição nominal, pode-se incorrer em erros consideráveis na previsão de desempenho. Por exemplo, na Figura A.19, pode-se verificar que a vazão de água foi bem abaixo da nominal (cerca de 70% de 453 m³/h), ultrapassando os 10% do mapa de desempenho fornecido. Assim, as funções ajustadas para prever o desempenho da torre de resfriamento, quando vazão de água, temperatura de bulbo úmido do ar e *range* extrapolaram os limites do mapa de desempenho, poderiam levar a previsões de desempenho não tão boas. O *range* (temperatura de entrada menos a de saída) foi de 4°C no 2º patamar e em torno de 8°C nos demais

patamares de carga, para um valor nominal de 6°C. A taxa de calor rejeitado na torre de resfriamento apresentou grande oscilação entre os patamares. Porém, cabe lembrar que algumas dessas medições foram executadas com leituras manuais em campo, além da reposição de água na torre de resfriamento ter sido intermitente (não contínua).

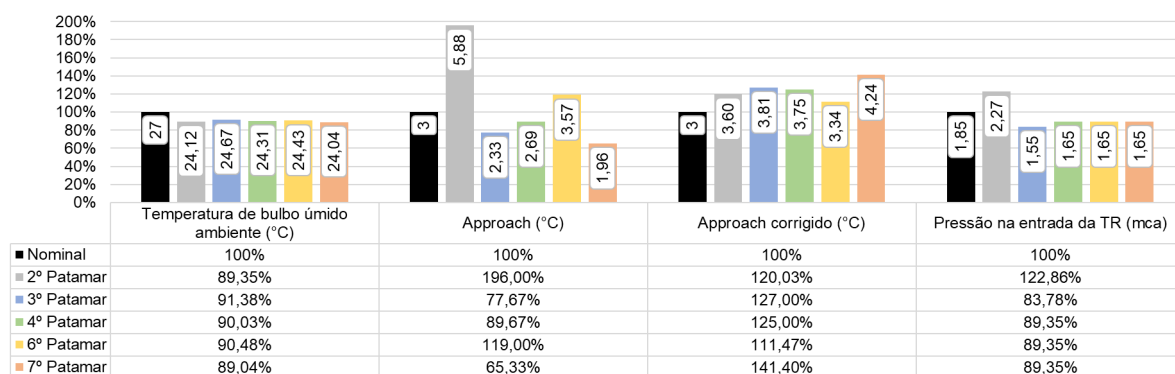
Figura A.19 – Variação da vazão, da pressão de entrada e das temperaturas de entrada e de saída da água, temperatura de bulbo úmido do ar, *approach*, bem como a taxa de calor rejeitado na TR nos testes de abril



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.20, pode-se notar que o *approach* (diferença entre a temperatura na saída da TR e a temperatura de bulbo úmido do ar) medido apresentou maior oscilação que o corrigido. A pressão da água na entrada da torre de resfriamento, com exceção do 2º patamar, ficou abaixo da nominal (1,85 mca).

Figura A.20 – Variação dos *approachs* medido e corrigido e da pressão da água na entrada da TR nos testes de abril



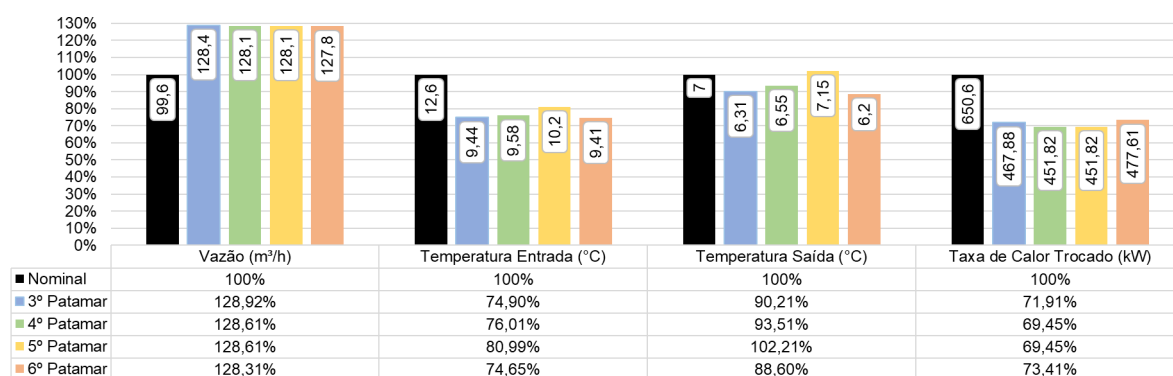
Fonte: Produção do próprio autor.

A.2 DESEMPENHO DOS COMPONENTES DO SISTEMA TÉRMICO NA SEGUNDA CAMPANHA DE TESTES

A análise do desempenho do sistema térmico nos testes de julho se deu de forma semelhante daquela adotada para os dados experimentais da primeira campanha de testes realizada em abril de 2023.

Deste modo, na Figura A.21, pode-se notar que a vazão de água gelada através do evaporador do *chiller* manteve-se constante ao longo dos testes de julho, com valor em torno de 128% da vazão nominal. A temperatura da água gelada na entrada do evaporador (*chiller*), por sua vez, apresentou valores inferiores à nominal, de aproximadamente 75% no 3º, 4º e 6º patamares, com ligeiro aumento para cerca de 81% no 5º patamar. O mesmo comportamento pôde ser observado para a temperatura da água gelada na saída do evaporador (*chiller*), com valores inferiores à nominal, próximos de 90% no 3º, 4º e 6º patamares, e quase igual à nominal, próximo a 102%, no 5º patamar. A taxa de calor trocado no evaporador do *chiller* foi de, aproximadamente, 70% de seu valor nominal. Portanto, ficou evidenciado que o *chiller*, nos testes de julho, não alcançou sua capacidade nominal em condições nominais, sendo as temperaturas da água gelada que retornavam da SRD muito baixas, o que pode ser atribuído à baixa carga térmica na SRD.

Figura A.21 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor no evaporador do *chiller* nos testes de julho

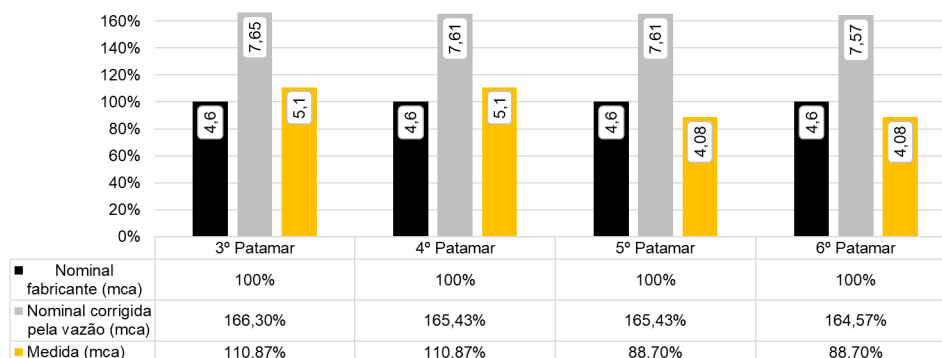


Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.22, a perda de carga no evaporador no lado água gelada é ilustrada. A perda de carga nominal corrigida para a vazão de água gelada registrada nos testes de julho foi maior que a nominal declarada pelo fabricante, pois a vazão de água

gelada também foi maior (Figura A.21). Assim, a perda de carga registrada foi menor que a esperada, lembrando que o circuito de água gelada é fechado e, portanto, com água limpa.

Figura A.22 – Variação da perda de carga (lado água gelada) no evaporador do *chiller* nos testes de julho



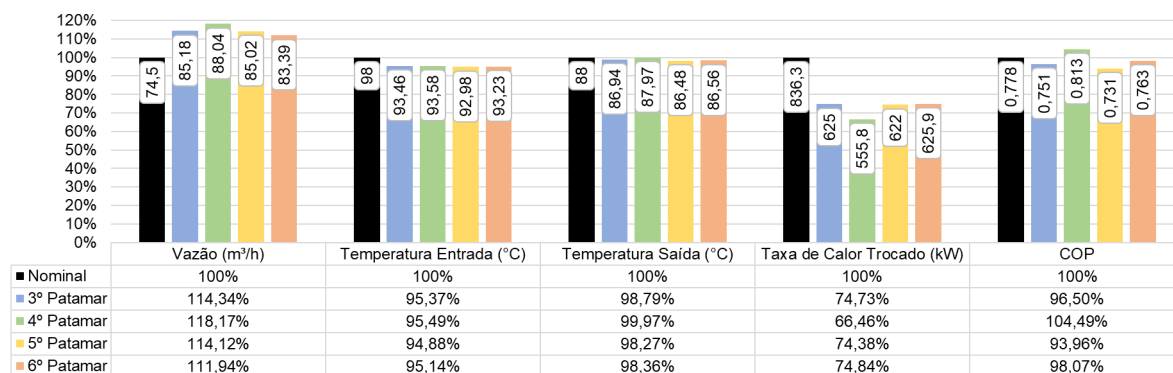
Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura A.23 se refere ao gerador do *chiller*. Para a análise do desempenho desse componente, a partir dos dados experimentais, deve-se lembrar que no circuito de água quente existe uma válvula de três vias na entrada do *chiller* (V3V-CHI), para o seu controle (como pode ser visto na Figura 4.2). Assim, pequenas oscilações na vazão de água quente foram observadas, que, grosso modo, foi de cerca de 15% superior à nominal. Tal vazão, que deveria seguir a carga do *chiller*, foi maior no 4º patamar, exatamente, de forma estranha, quando a taxa de transferência de calor no gerador do *chiller* foi a mais baixa (aproximadamente 66% da nominal). Além disso, ficou evidenciado que o *chiller* não atingiu sua capacidade nominal. A temperatura da água quente na entrada do gerador do *chiller* ficou em torno de 95% da nominal, o que, normalmente, prejudicaria a capacidade e o rendimento do *chiller*. Por outro lado, o COP do *chiller* só foi maior que o nominal no 4º patamar.

Na Figura A.24, pode-se observar a perda de carga no gerador (lado água quente) para o 3º, 4º, 5º e 6º patamares durante os testes de julho. A perda de carga nominal corrigida para a vazão de água quente operacional medida foi maior que a nominal declarada pelo fabricante, sendo isso coerente com uma vazão de água quente também maior que a nominal (Figura A.23). Cabe lembrar que o circuito de água quente possui uma válvula de 3 vias e que a perda de carga informada pelo fabricante poderia

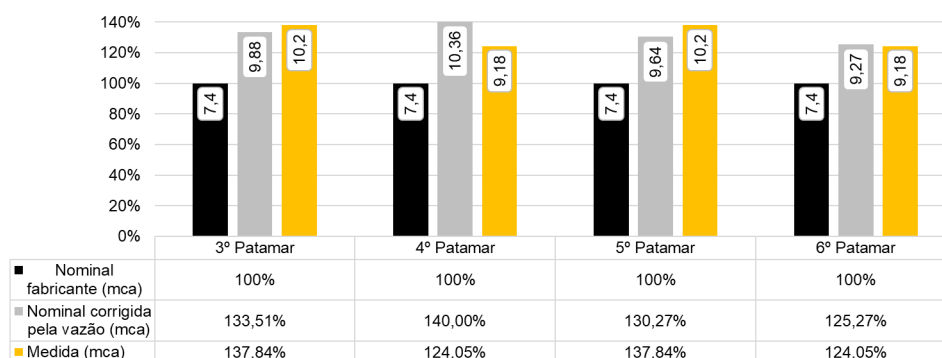
excluir essa válvula, bem como se trata de um circuito fechado e, portanto, operando com água limpa.

Figura A.23 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água quente, bem como a taxa de transferência de calor no gerador do *chiller* nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura A.24 – Variação da perda de carga (lado água quente) no gerador do *chiller* nos testes de julho

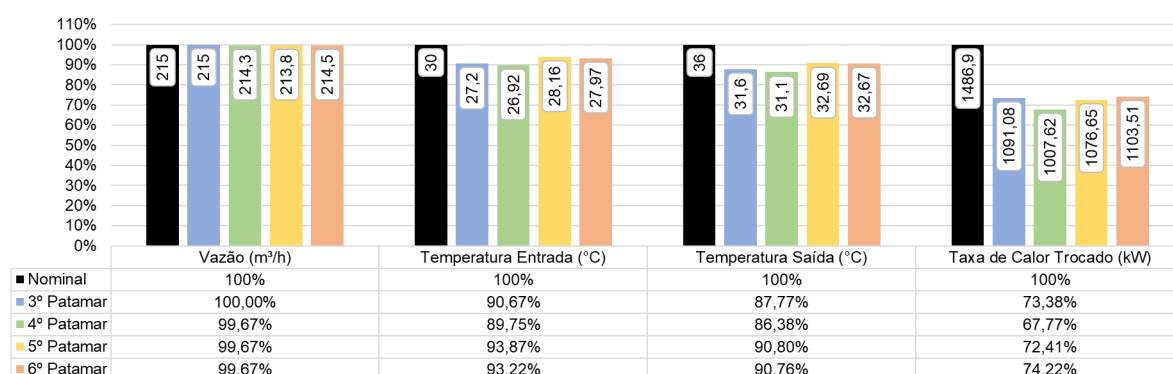


Fonte: Produção do próprio autor.

Como já comentado no Apêndice A.1, a água de resfriamento do *chiller* (proveniente da torre de resfriamento), entra pelo absorvedor e sai no condensador. Portanto, visto que as temperaturas da água de resfriamento foram medidas somente na entrada e saída, esses dois componentes do *chiller* foram analisados conjuntamente. Assim, a vazão de água de resfriamento no *chiller*, a qual foi calculada e não medida diretamente, manteve-se praticamente constante (Figura A.25) e bem próxima da nominal (215 m³/h), podendo-se atribuir, a princípio, olhando somente para o circuito de água de resfriamento, a uma perda de carga fixa neste circuito (*chiller*, TCA, tubulações e válvulas), além de um funcionamento mais constante da BAC. As temperaturas de

entrada e saída da água de resfriamento no *chiller* estiveram abaixo das nominais em todos os patamares, como mostrado na Figura A.25. Por sua vez, as taxas de transferência de calor foram bem menores que a nominal, na faixa de 70%, evidenciando, mais uma vez, a operação do *chiller* abaixo de sua capacidade nominal.

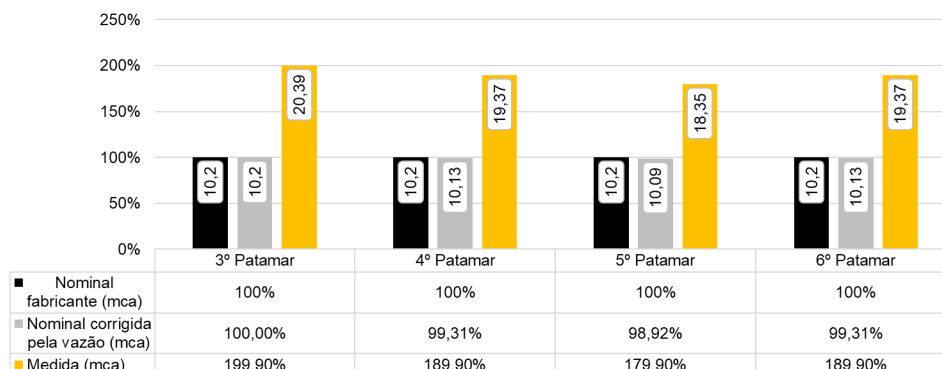
Figura A.25 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no absorvedor e condensador do *chiller* nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Como exposto no Apêndice A.1, o circuito de água de resfriamento proveniente da TR, que serve ao *chiller* e ao TCA sem qualquer controle de vazão e temperatura, é um circuito aberto, portanto, essa água não é exatamente limpa. Embora a TR, não possua telas e tenha sido instalada próximo a árvores (com folhas podendo cair na bacia da TR), nos testes de julho essa água se manteve mais limpa que nos testes de abril. Além disso, o filtro na entrada da BAC foi retirado para diminuir a perda de carga na sucção da mesma. Também cabe registrar que não foi instalado filtro na entrada do TCA, como previsto inicialmente. Assim, na Figura A.26, pode-se observar que a perda de carga medida no *chiller* (absorvedor e condensador) no circuito de água de resfriamento foi cerca de 200% da perda de carga nominal declarada pelo fabricante no 3º patamar, 190% no 4º e 6º patamares e 180% no 5º patamar, sendo a perda de carga corrigida praticamente igual à perda de carga nominal para todos os patamares, uma vez que as vazões foram constantes e aproximadamente iguais às nominais (Figura A.25).

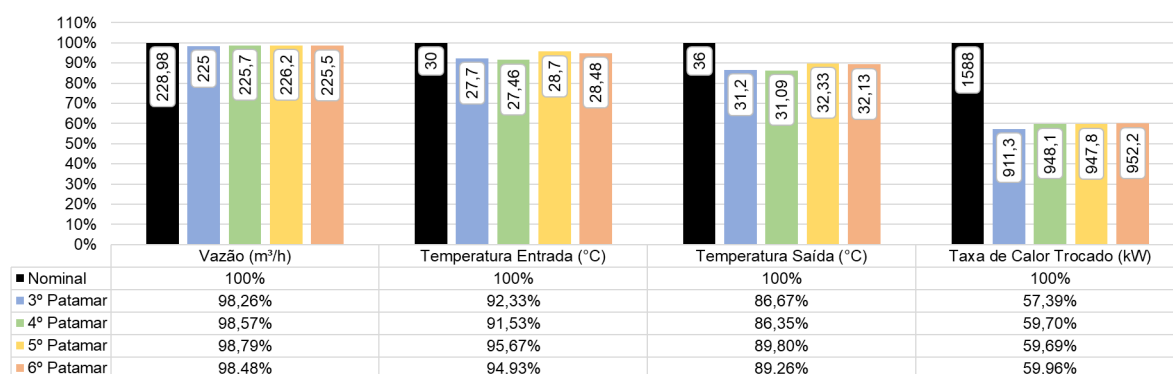
Figura A.26 – Variação da perda de carga (lado água de resfriamento) no absorvedor e condensador do *chiller* nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Já as vazões de água de resfriamento proveniente da TR através do TCA, ilustradas na Figura A.27, mantiveram-se bem próximas da vazão nominal (cerca de 98% de 229 m³/h) nos testes de julho, sendo isso, muito provavelmente, devido a uma perda de carga constante no TCA (Figura A.28) associado a um funcionamento constante da BAC numa rotação um pouco acima da nominal (próxima de 60 Hz). No entanto, as taxas de transferência de calor no TCA, adotadas iguais às apresentadas na Figura A.29, como mostrado na Figura A.27, foram muito baixas (aproximadamente 60% da taxa nominal de 1.588 kW), devido a uma pequena elevação de temperatura da água de resfriamento proveniente da TR ao escoar através do TCA, regulada propositalmente para que na entrada do TCA estivesse alta para proteger o *chiller* de possível cristalização, por meio do ajuste da velocidade de rotação do ventilador da torre de resfriamento (reduzido para cerca de 41 Hz).

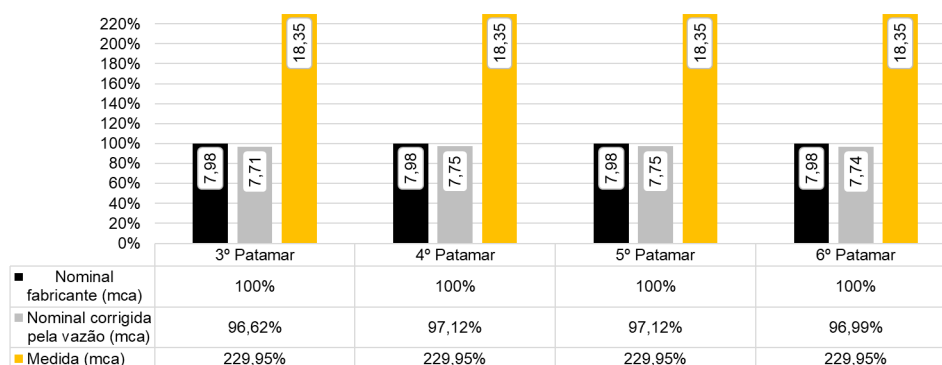
Figura A.27 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Como mencionado anteriormente a água de resfriamento proveniente da TR, localizada próximo a árvores e, portanto, sujeita a contaminação com folhas, por ser um circuito aberto, poderia conter resíduos capazes de obstruir os canais de escoamento do TCA, que é um trocador de calor de placas, indicado, a princípio, para operação com água limpa. Se isso acontecesse, ocorreria elevação da resistência ao escoamento, isto é, aumento da perda de carga. Além disso, não se instalou filtro na entrada do TCA e, muito menos, manômetros diferenciais para monitorar os filtros instalados no sistema térmico. Apesar disso, de forma distinta do que ocorreu nos testes de abril, nos testes de julho a perda de carga no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) manteve-se alta (cerca de 230% da nominal) e constante, como pode ser visto na Figura A.28, onde se pode também observar que as perdas de carga medidas estão bem acima das perdas de carga corrigidas. Por sua vez, as perdas de carga corrigidas foram bem próximas da perda de carga nominal, pois as vazões de água de resfriamento proveniente da TR através do TCA eram bem próximas da nominal (Figura A.27).

Figura A.28 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento proveniente da TR) nos testes de julho

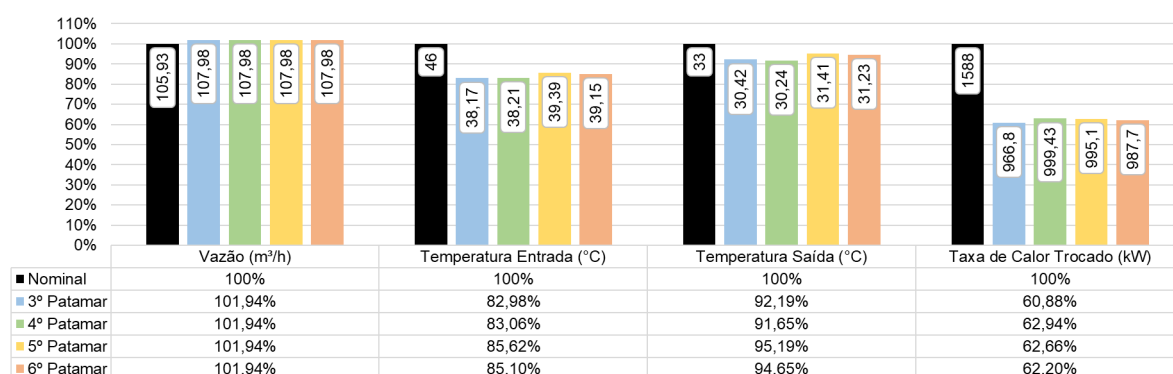


Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.29, pode-se observar que as vazões da água de resfriamento do motor através do TCA mantiveram-se constantes e próximas de 102% da nominal, embora medidas uma única vez e assim considerada nos testes de julho. Nesta campanha de testes, de forma diferente do ocorrido nos testes de abril, a BAA funcionou adequadamente. Desta maneira, a vazão da água de resfriamento do motor prevista escoou através do CAC. Porém, a taxa de transferência de calor no TCA ficou bem abaixo da

nominal (a cerca de 63%) devido, principalmente, ao fato da temperatura da água de resfriamento proveniente da TR ter sido mantida propositalmente alta para proteger o *chiller* de possível cristalização, como já afirmado. Deve-se ainda destacar que, nos testes de julho, com a limitação da taxa de transferência de calor no TCA, o radiador assumiu boa parte do resfriamento do motor.

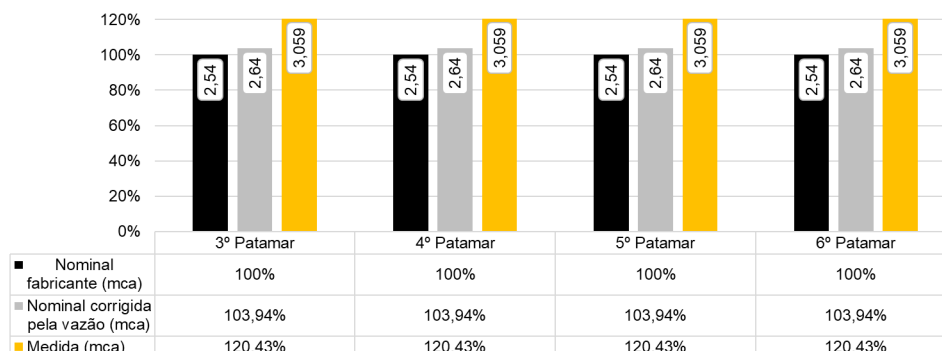
Figura A.29 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água de resfriamento, bem como a taxa de transferência de calor no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

A perda de carga medida no escoamento da água de resfriamento do motor através do TCA foi maior (cerca de 120%) que a perda de carga nominal informada pelo fabricante, como ilustra a Figura A.30, enquanto a perda de carga corrigida para a vazão de operação nos testes de julho também foi maior (em torno de 104% da perda de carga nominal), devido a uma vazão acima da nominal (Figura A.29). Como comentado no Apêndice A.1, a água de resfriamento do motor é limpa e desprovida de resíduos capazes de obstruir os canais de escoamento do TCA (trocador de calor de placas, indicados para operação com água limpa), o que poderia elevar ainda mais a resistência ao escoamento e, conseqüentemente, a perda de carga.

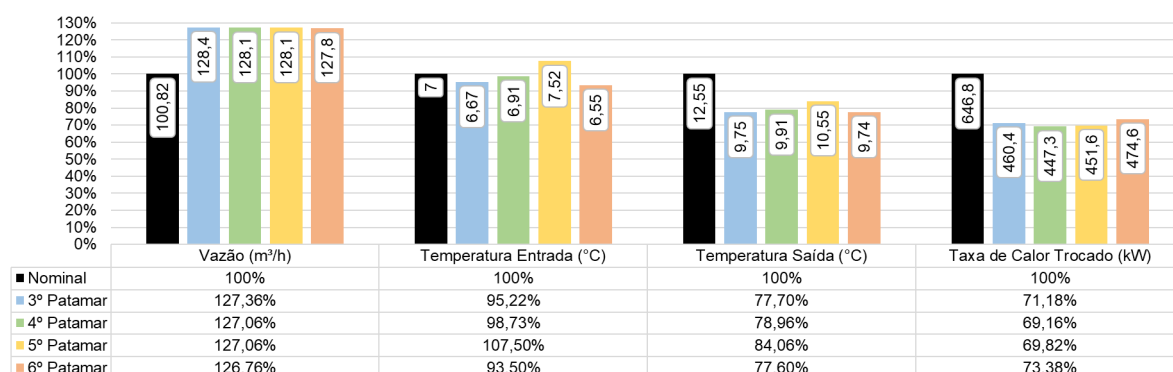
Figura A.30 – Variação da perda de carga no TCA (lado água de resfriamento do motor) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Já a vazão de água gelada se manteve constante durante os testes de julho (Figura A.31), a cerca de 127% da vazão nominal (100,82 m³/h), de forma semelhante ao ocorrido nos testes de abril. A temperatura da água gelada na entrada da SRD também ficou bem próxima da nominal (7°C). Por sua vez, a temperatura da água gelada na saída da SRD registrou valores inferiores ao nominal (próximos a 80% de 12,55°C), devido à falta de carga térmica na SRD. A taxa de transferência de calor na SRD, também mostrada na Figura A.31, foi cerca de 70% da nominal. Comparando-se a Figura A.31 e a Figura A.21, pôde-se perceber que a taxa de transferência de calor na SRD, calculada a partir de medições de vazão e temperaturas no lado água gelada, foi ligeiramente menor que a taxa de transferência de calor no evaporador do *chiller* em torno de 4 kW, pois nos testes de julho já havia sido instalado o isolamento térmico nas tubulações de água gelada, embora ainda existisse partes não isoladas no circuito de água gelada. Além disso, considerou-se ainda que nem toda essa taxa de transferência de calor na SRD, apresentada na Figura A.31, foi retirada do ar de combustão.

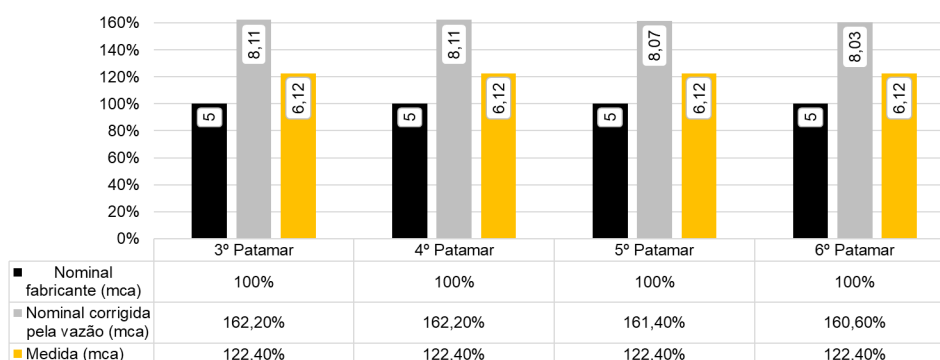
Figura A.31 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de água gelada, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado água gelada) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.32, pode-se observar que a perda de carga corrigida foi maior que a perda de carga nominal declarada pelo fabricante da SRD, sendo isso devido a vazões de água gelada acima da nominal, como mostrado na Figura A.31. Porém, a perda de carga medida ficou abaixo da perda de carga corrigida.

Figura A.32 – Variação da perda de carga na SRD (lado água gelada) nos testes de julho

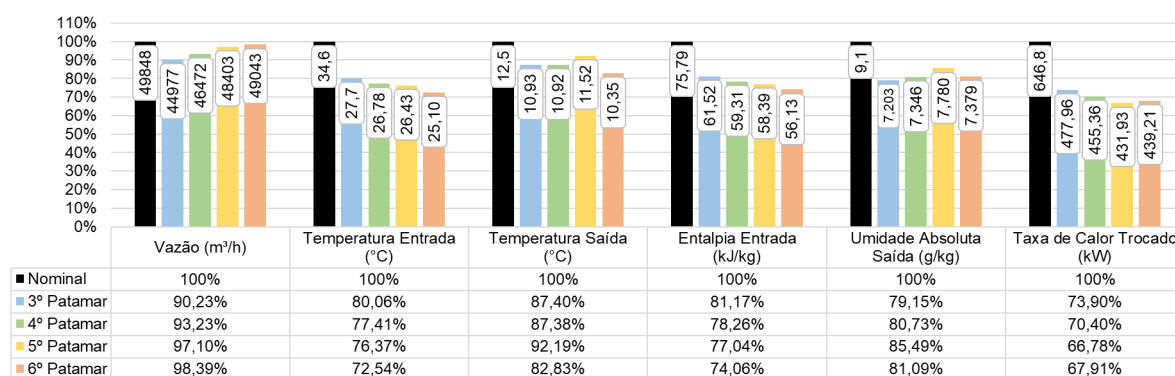


Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura A.33 se refere ao desempenho da SRD (lado ar de combustão) durante os testes realizados em julho. As condições do ar atmosférico na entrada da SRD foram definidas pelas medições na estação meteorológica da UTE LORM, pois o termo-higrômetro na entrada da SRD apresentou falhas e não foi considerado, diferentemente do termo-higrômetro na saída da SRD, que funcionou bem. As vazões de ar ficaram abaixo da nominal e exibiram, como esperado, crescimento contínuo com a elevação de potência na UG-01. A temperatura de bulbo seco e a entalpia do ar atmosférico (na

entrada da SRD) mantiveram-se aquém de seus valores nominais e diminuíram ao longo dos testes em questão, o que explicaria uma redução da carga térmica na SRD se a vazão de ar continuasse constante. A temperatura de bulbo seco do ar na saída da SRD ficou em torno de 11°C, inferior ao valor nominal de 12,55°C. A umidade absoluta do ar na saída da SRD permaneceu em torno de 7 g_v/kg_{ar}, abaixo da nominal (9,1g_v/kg_{ar}), e a taxa de transferência de calor foi de cerca de 70% da nominal (646,8 kW).

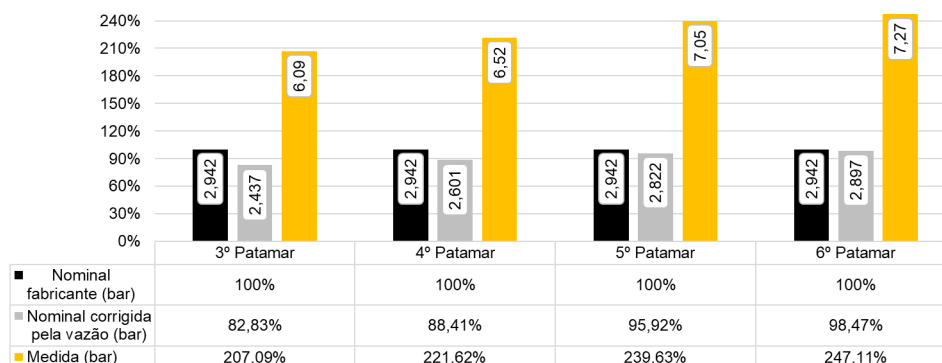
Figura A.33 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída do ar, bem como a taxa de transferência de calor na SRD (lado ar de combustão) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

A perda de carga devido ao escoamento de ar de combustão através da SRD tendeu a aumentar com a elevação da vazão do ar de combustão, o que ocorreu quando a potência da UG-01 foi aumentada, sendo esse comportamento mostrado na Figura A.34. A perda de carga nominal corrigida também cresceu com o aumento da vazão de ar, como era de se esperar. Entretanto, a perda de carga na SRD foi medida com manômetro diferencial envolvendo a SRD, o eliminador de gotas e o filtro, enquanto a perda de carga nominal informada pelo fabricante considerava somente a SRD.

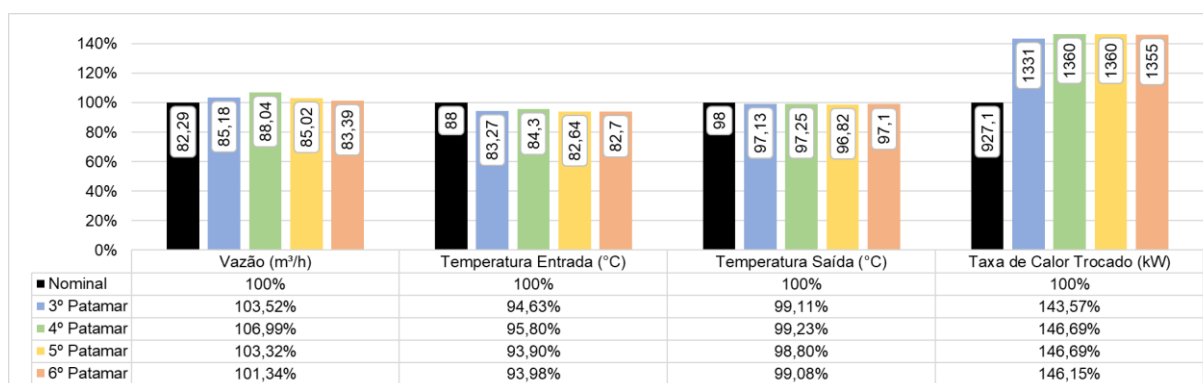
Figura A..34 – Variação da perda de carga na SRD (lado ar de combustão) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.35, pode-se observar que a combinação das variações da vazão e das temperaturas de água quente, aparentemente pequenas, levaram a taxas de transferência de calor absorvido pela água quente bem maiores que a nominal (cerca de 145% de 927 kW). Entretanto, nem toda energia térmica absorvida pela água quente no TCR foi transferida para o gerador do *chiller*, o que pode ser evidenciado comparando-se as Figuras A.35 e A.23. Essa perda significativa de calor (para o ambiente), como aconteceu nos testes de abril, pode ser atribuída à falta de isolamento térmico das tubulações (e válvulas) de água quente.

Figura A.35 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado água quente) nos testes de julho

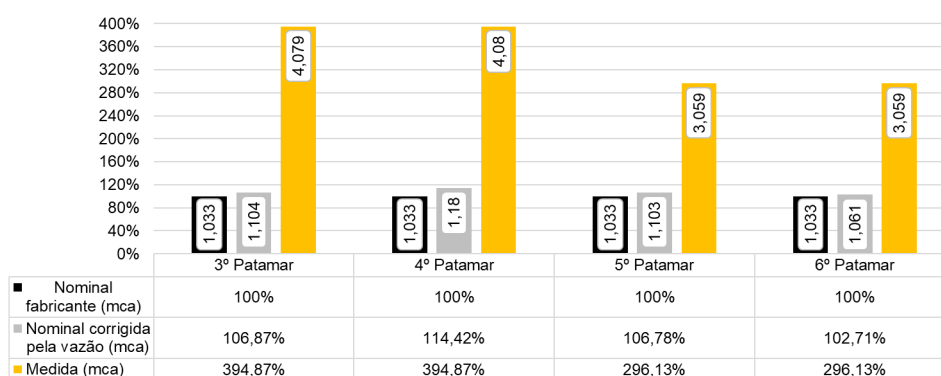


Fonte: Produção do próprio autor.

As perdas de carga medidas no TCR (lado água quente) oscilaram, mas bem acima da perda de carga nominal e das perdas de carga corrigidas, como mostra a Figura A.36. Cabe registrar que as pressões na entrada e na saída do TCR foram medidas

em campo usando-se manômetros analógicos (com ponteiros), e que estes instrumentos não se encontravam protegidos dos efeitos das altas temperaturas da água quente. Ainda na Figura A.36, pode-se observar que as perdas de carga corrigidas foram praticamente iguais à perda de carga nominal, visto que as vazões de água quente ficaram bem próximas da nominal, como pode ser visto na Figura A.35.

Figura A.36 – Variação da perda de carga no TCR (lado água quente) nos testes de julho

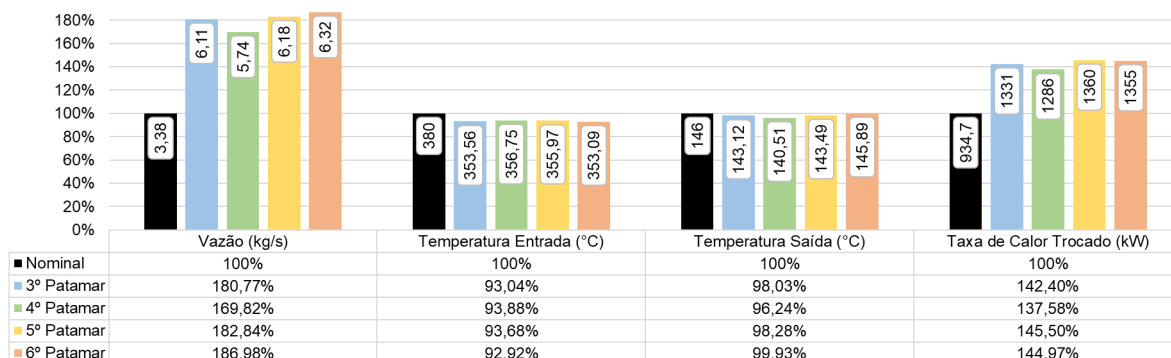


Fonte: Produção do próprio autor.

A taxa de transferência de calor mostrada na Figura A.37, como feito no Apêndice A.1, foi adotada igual à calculada pelo lado da água quente (Figura A.35), considerando, mesmo com o TCR sem isolamento térmico, que o calor recebido pela água era igual ao cedido pelos gases exaustos no TCR. A vazão de gases exaustos através do TCR não foi medida e sim calculada (estimada). Desta forma, tanto a taxa de calor cedida pelos gases de exaustão, quanto sua vazão, deveriam, de fato, ser maiores que as mostradas na Figura A.37. Contudo, nesta mesma figura, pode-se observar vazões de gases de exaustão através do TCR e taxa de transferência de calor no TCR acima dos valores nominais, sendo que as temperaturas dos gases exaustos na entrada e na saída do TCR foram bem mais próximas das nominais.

Por outro lado, as perdas de carga no TCR (lado gases de combustão), nos testes de julho, não foram analisadas, pois as pressões dos gases de combustão na entrada e na saída do TCR não foram medidas.

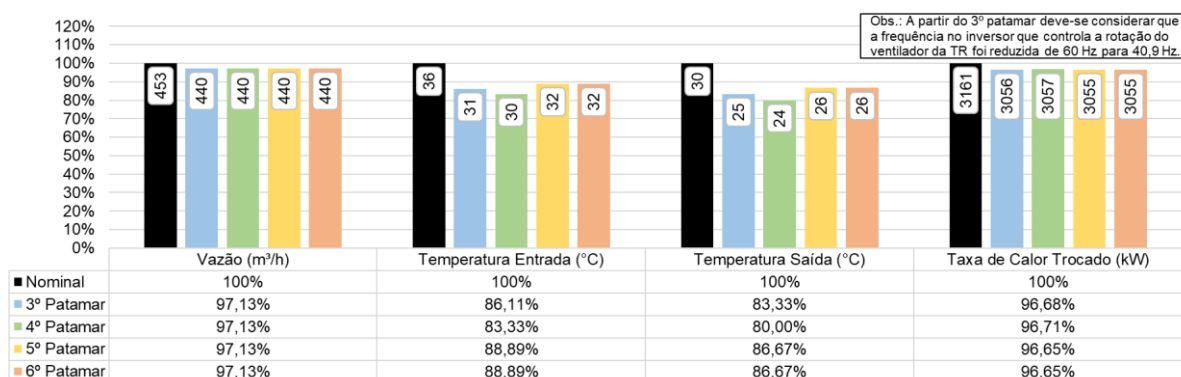
Figura A.37 – Variação da vazão, das temperaturas de entrada e de saída de gases, bem como a taxa de transferência de calor no TCR (lado gases de exaustão) nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

A Figura A.38 refere-se à torre de resfriamento. A vazão de água, medida uma única vez com um aparelho de ultrassom e considerada constante em todos os testes executados em julho, apresentou o valor de 440 m³/h, abaixo do nominal (453 m³/h). Já a vazão de água de reposição não foi medida ou estimada/calculada. As temperaturas da água na entrada (retorno do sistema térmico) e na saída (bacia) da torre de resfriamento, que apresentaram valores abaixo da nominal (36 e 30°C, respectivamente), foram medidas com termômetros analógicos e anotadas manualmente em planilhas, sendo essas medições naturalmente sujeitas a imprecisões. A taxa de calor rejeitado foi de cerca de 96% da nominal.

Figura A.38 – Variação da vazão e das temperaturas de entrada e de saída da água, bem como a taxa de calor rejeitado na TR nos testes de julho

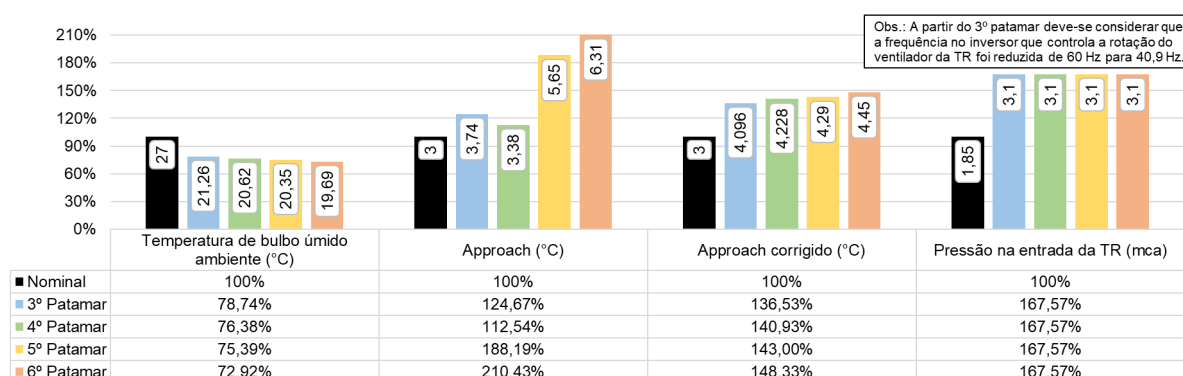


Fonte: Produção do próprio autor.

Na Figura A.39, que também diz respeito à TR, pode-se observar que a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico, proveniente de medições na estação meteorológica

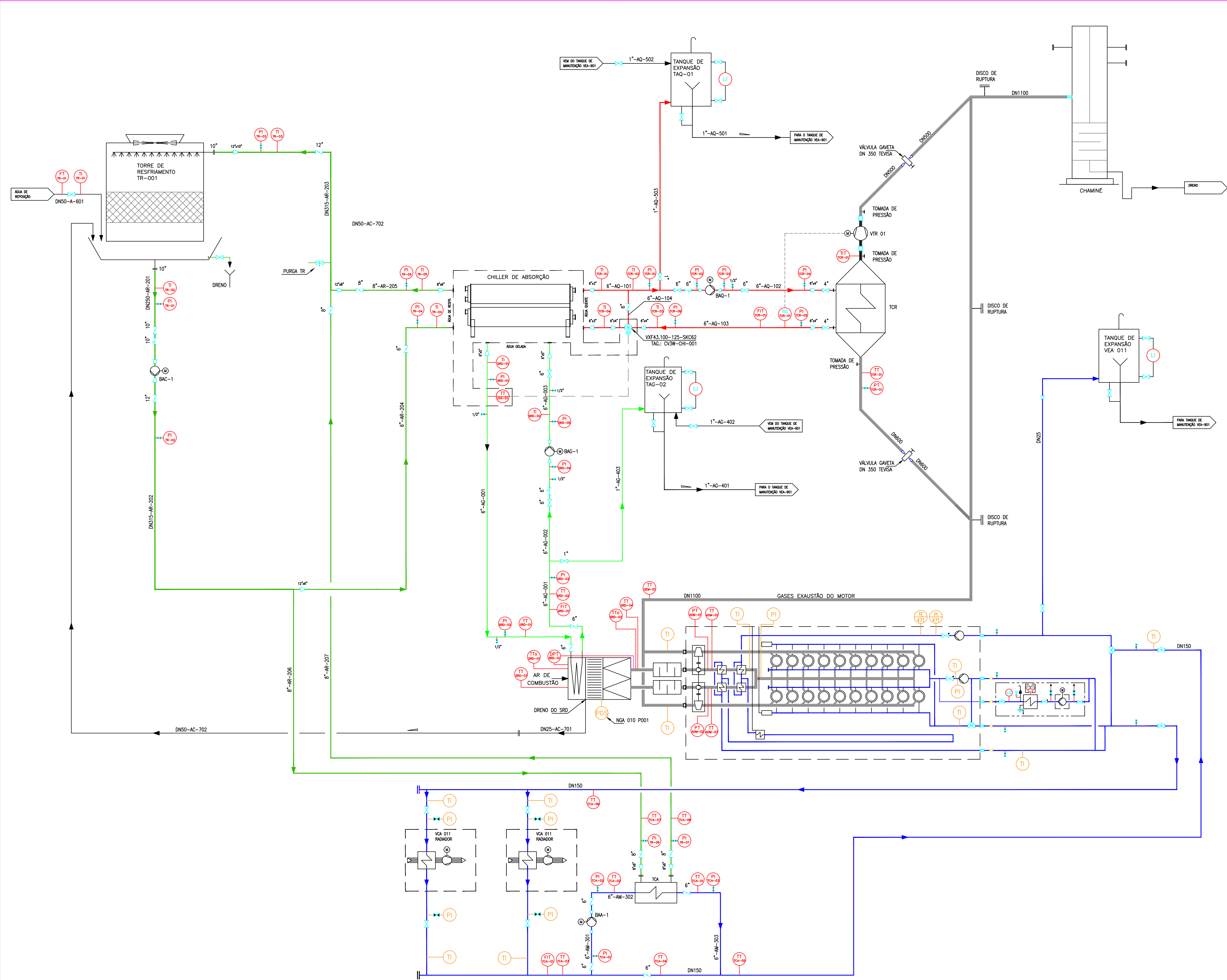
da UTE LORM, indicou valores bem menores que a temperatura de bulbo úmido nominal de 27°C. Desta forma, o *approach* medido, bem como o *approach* corrigido, apresentou valores maiores que o nominal. Além disso, a torre de resfriamento operou com vazão de ar abaixo da nominal, visto que a rotação no seu ventilador foi reduzida manualmente por meio de inversor de frequência (com decréscimo da frequência da tensão na sua saída de 60 Hz para 40,9 Hz) para proteger o *chiller* de temperatura inadequadamente baixa da água de resfriamento, evitando risco de cristalização, com consequente prejuízo ao desempenho do TCA. A pressão da água na entrada da torre de resfriamento foi maior que a nominal, mas nenhuma inspeção e/ou limpeza foi feita nos bicos de pulverização para eliminar essa possível causa.

Figura A.39 – Variação do *approach* medido e corrigido, bem como da pressão da água na entrada da TR nos testes de julho



Fonte: Produção do próprio autor.

ANEXO A – FLUXOGRAMA DA CONFIGURAÇÃO FINAL DO SISTEMA TÉRMICO



LEGENDA

- AGUA DE REPOSIÇÃO
- AGUA DE RESFR. DA TORRE
- AGUA GELADA
- AGUA DE RESFR. DO MOTOGERADOR
- AGUA QUENTE
- GASES DE EXAISTÃO DO MOTOGERADOR
- VÁLVULA DE ESFERA
- VÁLVULA DE BLOQUEIO
- VÁLVULA BORBOLETA
- VÁLVULA CONTROLADORA
- VÁLVULA 3 VIAS CONTROLADORA ELETRO-HIDRAULICA
- VÁLVULA RETENÇÃO
- VÁLVULA GAVETA
- REDUÇÃO
- PI MANOMETRO LOCAL
- TI TERMOMETRO LOCAL
- DPI INDICADOR DE PRESSÃO DIFERENCIAL
- TT TRANSMISOR DE TEMPERATURA
- TIC INDICADOR CONTROLADOR DE TEMPERATURA
- PIT INDICADOR TRANSMISSOR DE PRESSÃO
- FT MEDIDOR TRANSMISSOR DE VAZÃO
- FI INDICADOR DE VAZÃO
- LI INDICADOR DE NIVEL

INDIFICAÇÃO DAS CORES

- As instrumentações em cor laranja indicam que já existem no supervisório WOIS.
- As instrumentações em cor vermelha indicam medições adicionais necessárias.

NOTAS

01 - BASEADO NO DOC. N°. 20-08C-01-FL-01.

DOCUMENTOS DE REFERÊNCIA

REV.	T.E.	DESCRIÇÃO	PROJ.	DES.	VER.	APR.	AUT.	DATA
1	B	REVISÃO CONFORME COMENTÁRIOS	IBZ	IBZ	MC	MC	MC	01/02/22
0	B	PARA APROVAÇÃO	IBZ	IBZ	MC	MC	MC	19/01/22
REVISÕES								
T.E. (A) PRELIMINAR (C) PARA CONHECIMENTO (E) PARA CONSTRUÇÃO (G) CONFORME CONSTRUÍDO								
TIPO DE (B) PARA APROVAÇÃO (D) PARA COTAÇÃO (F) CONFORME COMPRADO (H) CANCELADO								



CLASSIFICAÇÃO
USO INTERNO

PROJETO
PROJETO CRATOS
N° DO PROJETO
0001

PROJETO DETALHADO
UTE LORM - LINHARES
SISTEMA TERMICO DO PROJETO CRATOS
P&id - FLUXOGRAMA DO SISTEMA TERMICO

ESCALA
INDICADA
N° DESENHO
21-136-01-FL-P-02
REVISÃO
1

INSTRUÇÕES P/ PLANTAS	ESPESURA
COR. N. 8	0,05
WHITE	0,1
YELLOW	0,1
GREEN	0,2
CYAN	0,3
BLUE	0,4
RED	0,6
MAUENTA	0,8