

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

Francisco Mello Fonseca ¹, Bruno Muniz De Freitas Miotto ², André Chun ³, Rodrigo Guedes Dos Santos ⁴, José Joaquim Conceição Soares Santos ⁵, João Luiz Marcon Donatelli ⁶, Carla César Martins Cunha ⁷

¹ Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: franciscomello@msn.com

² Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: brunomiotto77@hotmail.com

³ Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: andr.chun@gmail.com

⁴ Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: guedes.rodrigo88@gmail.com

⁵ Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: jjcsantos@yahoo.com.br

⁶ Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: donatelliufes@gmail.com

⁷ Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. Email: carlacmcunha@gmail.com

Resumo

As termelétricas brasileiras a motores de combustão interna operam em regiões de alta temperatura e umidade, em modo de desempenho reduzido, rejeitando calor que pode ser recuperado visando o condicionamento do ar de combustão. Um projeto de pesquisa e desenvolvimento visou definir e instalar um sistema térmico experimental para isso, objetivando avaliar a melhoria do desempenho de um motor de uma destas termelétricas. Este trabalho apresenta e discute os procedimentos e resultados deste projeto, do dimensionamento da carga térmica a ser atendida até o projeto executivo, passando por uma reestruturação e reconfiguração do sistema face a restrições orçamentárias, incluindo resultados de simulações, especificação e aquisição dos equipamentos. O sistema já está sendo implantado em um motor que gera 8,7 MW no eixo, almejando aumentar a potência de eixo para até 10,2 MW, o que representa cerca de 17% de geração adicional, com um investimento hoje avaliado em R\$ 4.226.024,55.

Palavras-chave: Chiller por Absorção, Resfriamento e Desumidificação, Calor Residual, Repotenciação.

Abstract

The Brazilian thermoelectric plants powered by internal combustion engines operate in regions of high temperature and humidity, in a reduced performance mode, rejecting heat that can be recovered for the conditioning of the combustion air. A research and development project aimed to define and install an experimental thermal system for this, in order to evaluate the performance improvement of an engine of one of these thermal plants. This paper presents and discusses the procedures and results of this project, from the dimensioning of the thermal load to be met to the executive project, going through a restructuring and reconfiguration of the system due to budget constraints, including simulation results, specification and equipment acquisition. The system is already being implemented in an engine that generates 8.7 MW in the shaft, aiming to increase the shaft power to up to 10.2 MW, which represents about 17% of additional generation, with an investment today estimated at R\$ 4.226.024,55.

Keywords: Absorption Chiller, Cooling and Dehumidification, Residual Heat, Repowering.

1. Introdução

Os motores de combustão interna (MCI) operando em regiões brasileiras de alta temperatura e umidade têm seus desempenhos reduzidos (*derating*) para evitar o *knocking* (batida de pino), fenômeno este que ocorre devido à alta temperatura do ar de combustão admitido nos cilindros. Para evitar o *knocking*, o sistema de controle limita a potência do motor, operando com *derating* [1]. O resfriamento e a desumidificação do ar de combustão antes do coletor de ar de admissão do MCI podem permitir um aumento da potência gerada e uma redução do consumo específico de combustível. Uma vez que estes motores rejeitam uma grande quantidade de calor residual, a implantação de um sistema térmico que recupere este calor e condicione o ar ambiente que vai para a combustão pode ser uma solução viável [2], além de poder usar parte da água gelada produzida para auxiliar o radiador, reduzindo assim a demanda elétrica dos ventiladores do radiador [3]. Há diversos estudos na literatura que demonstram os benefícios do condicionamento do ar de combustão em motores de combustão interna [4-9]. Entretanto, não foram encontrados estudos teóricos e nem sistemas térmicos implementados em motores de grande porte, instalados em regiões de clima quente e úmido.

Portanto, em 2019, foi iniciado um projeto de pesquisa (ANEEL PD-6483-0318/2018) visando implementar um sistema térmico experimental para esta finalidade na Usina Termelétrica Luiz Oscar Rodrigues de Melo (UTE LORM). Para isso, um novo sistema de controle também faz parte do projeto, visando a análise da ocorrência do *knocking*, permitindo obter o máximo de vantagens do condicionamento do ar de combustão, além de uma operação segura do motor durante as

condições operacionais e atmosféricas específicas [10]. O sistema térmico experimental proposto é composto, basicamente, por um *chiller* por absorção capaz de suprir água gelada para atender uma serpentina de resfriamento e desumidificação do ar de admissão, antes do turbocompressor, e um trocador de calor auxiliar, onde a temperatura da água de resfriamento, que sai do radiador, é reduzida para permitir assim um maior resfriamento do ar de combustão no *intercooler*.

Assim, este trabalho tem por objetivo apresentar e discutir os procedimentos e resultados obtidos neste projeto, até agora, do dimensionamento da carga térmica a ser atendida pelo sistema até o projeto executivo, passando por uma reestruturação e reconfiguração do sistema que precisou ser feita devido a restrições orçamentárias em decorrência da desvalorização do Real, apresentando os resultados de simulações, dimensionamentos, especificações para fabricação dos componentes, custos de aquisições dos equipamentos e demais detalhes envolvidos no projeto.

2. Estudo de caso

A UTE LORM está localizada em Linhares - ES, opera desde 2011, possui 24 unidades geradoras (UGs), totalizando, hoje, uma potência instalada de 204 MW. O sistema térmico experimental foi desenvolvido especificamente para uma destas unidades geradoras. Os motores de combustão interna são a gás natural, turboalimentados, modelo Wärtsilä 20V34SG. Os geradores elétricos são trifásicos, síncronos, modelo Cummins AvK DIG 167g/10, de 10.549 kVA cada. A Figura 1 representa uma destas unidades geradoras.

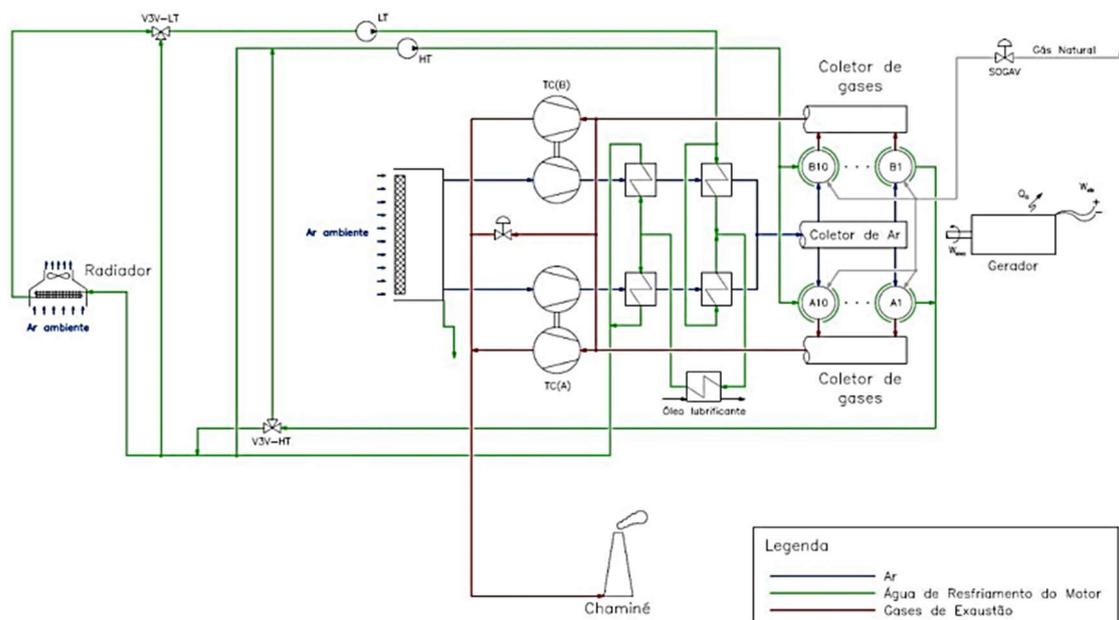


Figura 1. Esquemático de uma unidade geradora e seus sistemas auxiliares. Fonte: [12].

medições e testes experimentais, baseado na medição contínua da pressão no interior dos cilindros e das

O sistema de água de resfriamento do motor é composto pelos circuitos de alta temperatura (HT –

High Temperature) e o de baixa temperatura (LT – *Low Temperature*). Todo o calor dos dois circuitos de água de resfriamento é rejeitado no radiador, que conta com 14 ventiladores acionados por motores elétricos. O circuito LT faz o resfriamento do ar nos *intercoolers* e do óleo lubrificante, enquanto que o circuito HT resfria a camisa dos 20 cilindros (A1 a A10 e B1 a B10) do bloco do motor, ambos os circuitos controlados pelas válvulas de 3 vias, como representado na Figura 1.

O ar atmosférico passa pela casa de filtros, depois pelo compressor do turbocompressor, seguindo para os *intercoolers*, antes de chegar no coletor de ar, onde é distribuído para os 20 cilindros do motor. Os gases da combustão dos 20 cilindros, após serem recebidos em dois coletores (bloco A e B), uma parte atende o acionamento das duas turbinas dos turbocompressores (respectivamente) e outra parte é desviada para uma válvula *wastegate*, válvula esta pela qual deve-se manter sempre alguma vazão para o controle seguro do motor. Outro parâmetro de segurança operacional é a pressão interna nos cilindros sempre abaixo de 186 bar.

3. Dimensionamento da carga térmica

Conhecer a carga térmica necessária é importante para determinar a capacidade instalada do *chiller* e dos demais equipamentos que, juntos, farão o resfriamento e a desumidificação do ar de combustão. Para isso, um estudo do perfil psicrométrico do processo de resfriamento e desumidificação do ar ambiente se faz necessário, bem como do histórico climático local.

3.1. Perfil psicrométrico

A princípio foi realizada uma modelagem da serpentina de resfriamento e desumidificação, seguindo o modelo apresentado em [11]. A temperatura de bulbo úmido na saída da serpentina foi adotada igual a 13°C e também considerou-se que as temperaturas típicas de entrada e saída da água gelada na serpentina são de 7°C e 12°C, respectivamente, conforme apresentado em [12]. Segundo [12], a depender das condições climáticas locais, foi observada a supersaturação do ar úmido, fenômeno conhecido como *fog*, que é a formação de gotículas na saída da serpentina. Este comportamento é apresentado na Figura 2. Uma vez que o equipamento logo posterior à serpentina é o turbocompressor, foi necessário analisar melhor este comportamento, pois conforme [13], dependendo do ângulo e do tamanho das gotículas de água que entram no compressor, podem causar danos e erosões nas paletas do rotor.

Ainda de acordo com [12], uma possível alternativa para evitar o *fog* seria incluir uma serpentina de aquecimento sensível entre duas partes ou etapas da serpentina de resfriamento e desumidificação, conforme representado na Figura 3. Porém, esta é uma alternativa que faz aumentar a demanda de água gelada

do *chiller*, além de necessitar de fonte de calor para alimentar esse aquecimento intermediário com água ou ar quente.

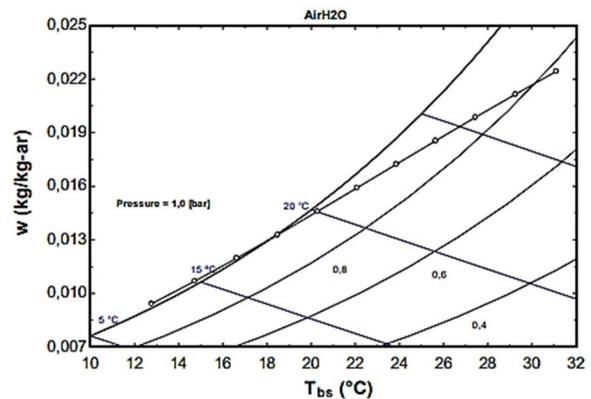


Figura 2. Comportamento da serpentina de resfriamento e desumidificação com *fog*. Fonte: [12].

Para avaliar este impacto, foram simuladas as duas situações, para uma condição climática local comum de temperatura de bulbo seco de 30°C e umidade relativa de 80%. Os resultados desta comparação revelaram um aumento da carga térmica de aproximadamente 17%.

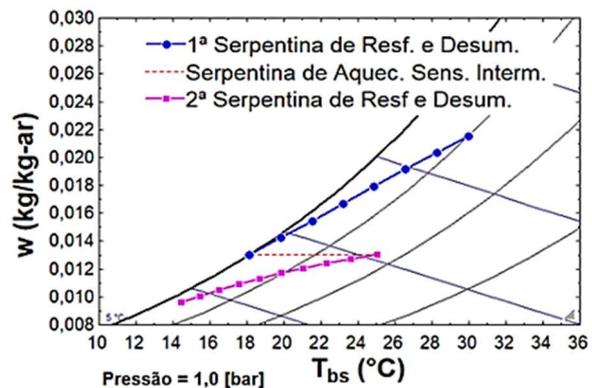


Figura 3. Comportamento com serpentina de aquecimento sensível intermediário. Fonte: [12].

Conforme [13], gotículas com diâmetros na ordem de 153 a 1120 µm, quando são jateadas diretamente na área de face de escoamento do rotor ocasionam maiores danos por erosão nas paletas do rotor do que quando esse jato é direcionado na parede antes do rotor. Porém, conforme relatado em [12], os turbocompressores da unidade geradora possuem uma sucção em curva de 90° e, desta forma, provavelmente as gotículas atinjam as paredes antes do rotor ao invés do próprio rotor. Outro ponto importante que se constatou depois é que o diâmetro dessas gotículas do *fog* é consideravelmente menor, com valores típicos entre 0 a 14 µm [14]. A partir destas análises pôde-se concluir que, além da baixa ocorrência, o impacto deste fenômeno podia ser desconsiderado, devido às características típicas destas gotículas, bem como da geometria e estrutura física da entrada do ar no compressor da unidade geradora.

3.2. Histórico climático

Um estudo [15], considerando um conjunto de dados climáticos coletados entre o período de janeiro de 2018 e janeiro de 2020, adquiridos da estação de controle climático do INMET localizada a 34 km de distância da UTE LORM [16], avaliou a demanda de água gelada para a serpentina de resfriamento e desumidificação e também para o trocador de calor auxiliar do radiador. Na Figura 4 estão os resultados da simulação da demanda térmica, proposto e apresentado por [17], para o ar resfriado e desumidificados até 12,5° C de temperatura de bulbo úmido e 100% de umidade relativa, mostrando que carga térmica de resfriamento no trocador de calor auxiliar (de até 431 TR) é muito maior que a demanda da serpentina de resfriamento e desumidificação, o qual alcança 240 TR, no máximo.

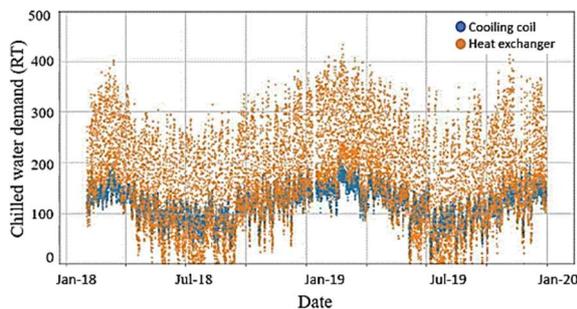


Figura 4. Demanda de água gelada para a configuração inicial do sistema térmico de recuperação de calor residual. Fonte: [15].

Olhando apenas para a demanda de água gelada para a serpentina de resfriamento e desumidificação, bem como para a frequência acumulada da ocorrência de cada demanda, Figura 5, percebe-se que um *chiller* de 185 TR (651 kW) é capaz de suprir a demanda da serpentina durante 98,72% do período de histórico climático analisado. Analogamente, foi possível saber que 365 TR seria suficiente para atender a demanda térmica do trocador auxiliar do radiador durante quase todo o período do histórico climático analisado.

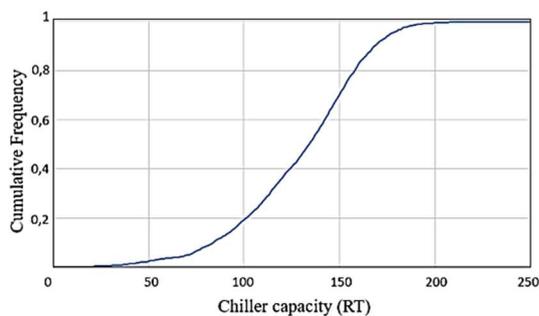


Figure 5. Frequência acumulada em função da capacidade do *chiller*. Fonte: [15].

A análise psicrométrica no período climático avaliado, determinou uma demanda térmica total de 550 TR.

4. Definição do esquema térmico

A configuração inicialmente proposta para o sistema térmico de recuperação de calor residual é ilustrada pela Figura 6. Esta primeira configuração considerada era composto por um trocador de calor recuperando o calor dos gases de exaustão para produzir água quente (TCR), que por sua vez aciona um *chiller* por absorção de simples efeito. A água gelada produzida pelo *chiller* é usada para resfriar e desumidificar o ar de admissão na serpentina (SRD), bem como auxiliar o radiador na redução da temperatura do sistema de resfriamento do motor por meio de um trocador de calor instalado após o radiador (TCA) e antes da válvula de 3 vias do circuito LT (*low temperature*). Uma torre de resfriamento (TR) foi projetada para prover água de resfriamento apenas para o *chiller*, conforme [12] e [17]. Entretanto, devido a fatores econômicos, mais especificamente a taxa de câmbio, consequência da desvalorização acumulada do Real até meados de 2020, os recursos para o projeto se tornaram mais restritos.

Para contornar esta restrição econômica, alternativas foram estudadas. Sendo o *chiller* o equipamento mais caro e o único a ser importado, a alternativa mais viável foi a de usar a água gelada apenas na serpentina, o que permitiu reduzir a capacidade do *chiller* de 550 TR para 185 TR. Para isso, ao invés de usar água gelada para resfriamento no trocador de calor auxiliar, a água de resfriamento produzida pela torre de resfriamento teve que ser destinada também ao trocador de calor auxiliar, além de também resfriar o *chiller*. Esta foi uma decisão estratégica, uma vez que também reduziu o tamanho da torre de resfriamento, exigindo também menor quantidade de água de reposição. Desta forma, o sistema térmico alternativo adotado, Figura 7, utiliza água gelada do *chiller* por absorção de simples efeito apenas na serpentina de resfriamento e desumidificação, enquanto a torre de resfriamento promove o resfriamento, tanto do *chiller*, quanto do trocador de calor auxiliar. Da mesma forma da configuração inicial, a água quente que aciona o *chiller*, é produzida pelo trocador de calor de recuperação instalado em uma tubulação *by-pass* no duto dos gases de exaustão do motor. Entretanto, neste sistema térmico alternativo, para evitar a contrapressão na exaustão do motor, verificou-se a necessidade de se instalar um ventilador à jusante (VTR) do trocador de calor de recuperação para pressurizar o fluxo dos gases de exaustão que percorrem o trocador, além de uma bomba de água para suprir a perda de carga do lado quente da água de resfriamento do motor.

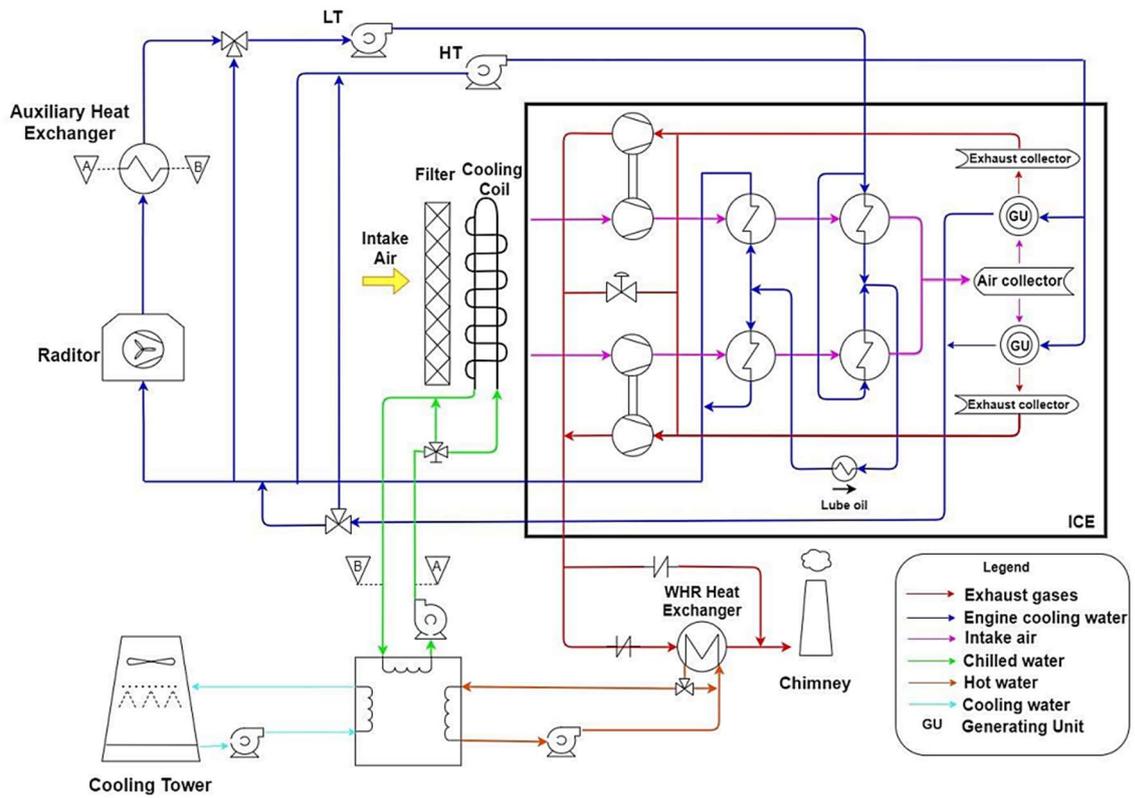


Figura 6. Esquema inicial do sistema térmico de recuperação de calor residual integrador ao conjunto gerador e sistemas auxiliares. Fonte: [15].

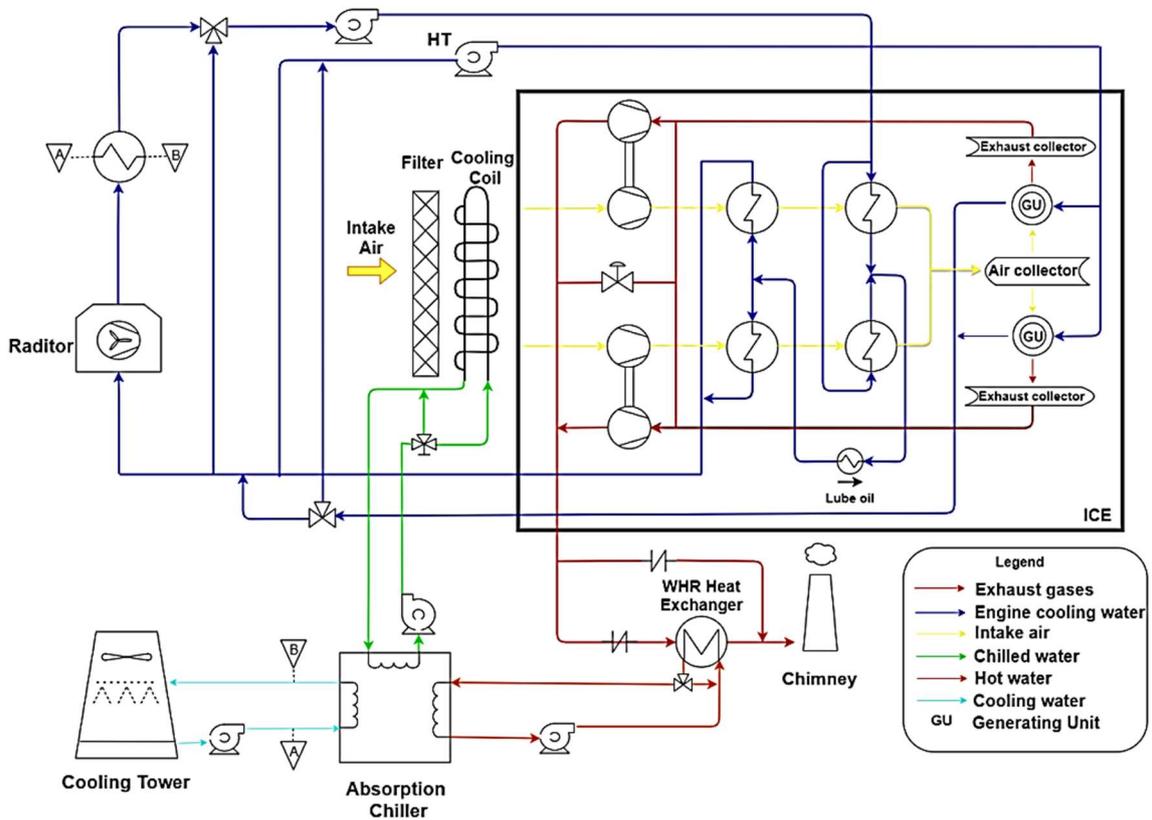


Figura 7. Esquema alternativo do sistema térmico de recuperação de calor residual integrador ao conjunto gerador e sistemas auxiliares. Fonte: [15].

O Quadro 1 apresenta uma comparação entre os principais parâmetros usados para o dimensionamento dos equipamentos da configuração inicial e alternativa do sistema térmico experimental de recuperação de calor, conforme apresentado nos estudos de [12] e [17].

Quadro 1. Dimensionamento dos equipamentos dos sistemas térmicos de recuperação de calor residual.

Equipamento	Sistema inicial	Sistema alternativo
Capacidade térmica do <i>Chiller</i> (TR)	550	185
Capacidade térmica da torre de resfriamento (TR)	1.287	812
Taxa de fluxo de calor do trocador de calor auxiliar (kW)	1.276,62	1276,62
Taxa de fluxo de calor do trocador de calor de recuperação (kW)	2.763	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 torre de resfriamento (m ²)	856	856

Fonte: [15].

Como apresentado no Quadro 1, o sistema térmico alternativo de recuperação de calor residual teve suas dimensões reduzidas, com exceção do trocador de calor auxiliar (devido ao uso de fluido frio de resfriamento ter uma menor diferença de temperatura em relação ao fluido quente de resfriamento do motor), o que justifica um menor investimento no sistema térmico alternativo, comparado com o sistema inicialmente proposto.

5. Simulações no GT-Power

No trabalho de [18] foram realizadas simulações do motor Wäertsilä W20V34SG, através de uma modelagem termodinâmica 1-D no *software* GT-POWER, considerando uma ampla gama de condições de ar resfriado e desumidificado na entrada do compressor. Foi possível simular o efeito do ar de entrada do turbocompressor na potência do eixo do motor, consumo específico de combustível, vazão mássica na válvula *wastegate*, etc. Essas análises tiveram como objetivo encontrar a temperatura máxima do ar condicionado de entrada do turbocompressor em que a média das pressões máximas do cilindro não ultrapassem a pressão limite de segurança de 186 bar, mantendo ainda o controle na

válvula *wastegate*, que deve permanecer aberta para limitar a pressão de alimentação no turbocompressor, protegendo o motor. Para a modelagem do motor foi levando em consideração apenas os parâmetros internos relacionados ao ar, combustível, gases, ponto de ignição, 20 cilindros e demais conexões dos componentes, incluindo as informações técnicas do site. Os parâmetros de entrada do ar que entra no turbocompressor são 1 bar, 100% de umidade relativa, considerando uma faixa de temperatura de bulbo seco entre 9,5° C e 15,5° C. O BMEP (sigla para *break mean effective pressure*, que traduzido para português significa pressão média efetiva) foi variado na faixa de 20 a 23,45 bar, com incrementos de 1,15 bar. Vale lembrar que variar o BMEP significa que a potência elétrica gerada varia de 8.545 kW (potência nominal, tomada como valor de referência) a cerca de 10.000 kW (potência nominal, tomada como valor máximo de segurança, segundo o fabricante). A suposição isentrópica é definida para os componentes do compressor e da turbina em que a eficiência isentrópica é igual a 81%. Com a modelagem do MCI no *software* GT-POWER, foi possível definir valores de umidade relativa do ar e temperatura para o ar condicionado de entrada, e simulá-los para obter o efeito de parâmetros, como consumo específico de combustível, vazão mássica na válvula *wastegate* e média da pressão máxima dos cilindros para diferentes valores de BMEP. Por questões de simplicidade, o turbocompressor foi considerado como um equipamento único, enquanto na configuração real, existem dois, um para os 10 cilindros do lado "A" e outro para os 10 cilindros do lado "B". O excesso de ar (λ) para a combustão, em torno de 2, é definido como alvo durante as simulações, segundo [10]. Além disso, a temperatura nas paredes do cilindro é ajustada para 200°C, então, a eficiência mecânica do motor é calculada com um valor de 93,7% (a potência mecânica do motor sugerida na ISO 3046-1 e ISO 15550 é 80%). Por outro lado, o combustível é gás natural com composição fixa e poder calorífico inferior (PCI) igual a 48.310 kJ/kg. Para evitar condensação no coletor de admissão do ar de combustão, é definida uma diferença de temperatura (ΔTCA) entre a temperatura de bulbo seco no coletor de admissão e a temperatura de bulbo seco na orvalho naquela temperatura e pressão. Assim, a temperatura da água de resfriamento na entrada do *intercooler* (CAC - *charge air cooler*) deve variar caso a caso para atender a essas diferenças de temperatura desejadas. Para o ΔTCA , foi considerado um valor inferior de 2°C e um valor superior de 8°C.

Uma vez que o *chiller* definido para capacidade de 185 TR não é capaz de atender 100% do período histórico analisado, tendo poucos períodos em que a demanda térmica chega a 240 TR, estas simulações visaram encontrar a temperatura máxima do ar na saída da serpentina de resfriamento e desumidificação, que permite ainda que o motor atinja a potência máxima de

10.000 kW sem prejudicar a pressão de pico dos cilindros de 186 bar, que é a pressão limite de segurança estabelecida pelo fabricante, mantendo o controle na válvula *wastegate*. Assim, realizando a simulação utilizando o *software* GT-POWER, foi possível analisar diversos parâmetros no indicador de desempenho do motor, principalmente, o consumo específico de combustível (BSFC – *brake specific fuel consumption*), vazão mássica na válvula *wastegate* e a pressão média máxima permitida do cilindro. A partir dos resultados obtidos através do *software* GT-POWER, para diferentes temperaturas de entrada de ar simuladas, variando de 9,5° C a 15,5° C, foi possível traçar os gráficos de consumo específico de combustível versus BMEP. Na Figura 8, foi considerado um ΔTCA de 8° C (valor crítico esperado).

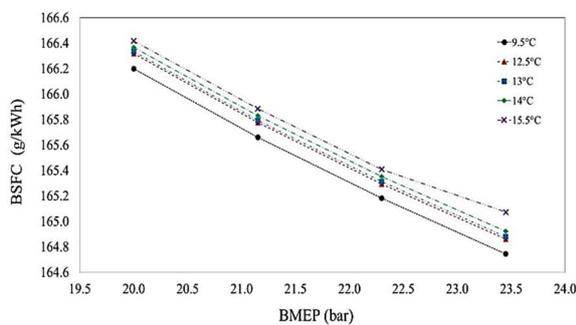


Figure 8. Consumo específico de combustível (BSFC) versus pressão efetiva média (BMEP) e a temperatura do ar, com ΔTCA de 8° C. Fonte: [18].

A Figura 8 confirma que há uma redução, ainda que pequena, no consumo específico de combustível à medida que aumenta a potência gerada. O gráfico mostra uma redução de 166,4 g/kWh para 164,7 g/kWh, uma diminuição de aproximadamente 0,18%. O gráfico para a média das pressões máximas do cilindro versus temperatura de bulbo seco é mostrado na Figura 9, utilizando o valor máximo de BMEP analisado, que é de 23,45 bar, equivalente a 10 MW.

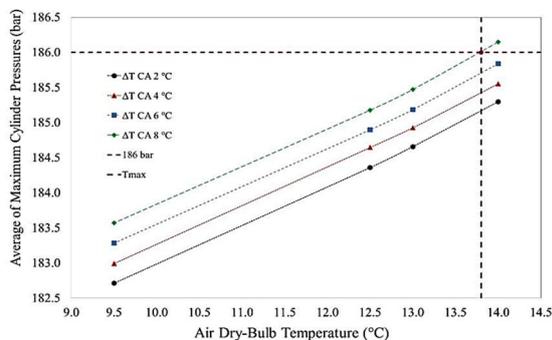


Figure 9. Média das pressões máximas do cilindro versus temperatura de bulbo seco e ΔTCA . Fonte: [18].

Para temperatura do ar de admissão superior a 13,8° C, quando o ΔTCA é de 8° C, a pressão de pico supera 186 bar, a pressão limite estabelecida pelo fabricante,

podendo causar o efeito de *knocking*. Isto mostra que o objetivo pode ser alcançado mesmo que o ar saturado saia da serpentina a 13,8° C, cerca de 1,3° C maior que a condição do ponto de projeto (ar saturado a 12,5° C). O gráfico para vazão mássica pela *wastegate* versus temperatura de bulbo seco, também com BMEP de 23,45 bar (10 MW elétricos), é mostrado na Figura 10.

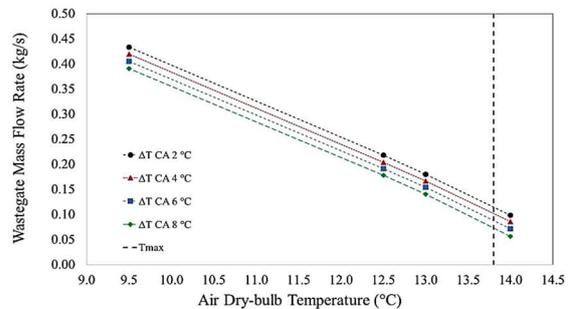


Figure 10. Taxa de vazão mássica pela *wastegate* versus temperatura de bulbo seco e ΔTCA . Fonte: [18].

A partir da Figura 10 é possível perceber que mesmo o ar saturado a 13,8° C é um valor seguro para garantir que a válvula *wastegate* permanece aberta, uma vez que a vazão mássica é sempre maior que zero.

6. Projeto e Instalação

A partir do dimensionamento da carga térmica, foi possível estruturar e selecionar os equipamentos necessários para o sistema térmico de recuperação de calor residual, então foram realizadas modelagens e simulações para dimensionar tais equipamentos. A partir destas etapas concluídas foi possível especificar e adquirir, junto aos fabricantes, os equipamentos componentes do sistema. As modelagens para dimensionamento de cada equipamento do sistema foram realizadas por [20]. A modelagem para dimensionamento do *chiller* por absorção de simples efeito foi realizada com base em dados de desempenho de um fabricante comercial considerando o *chiller* como um único equipamento térmico [19]. No Quadro 2 constam as especificações técnicas do *chiller*. A serpentina de resfriamento e desumidificação teve sua modelagem para dimensionamento baseada em [11] para determinar a quantidade de água gelada necessária para condicionar o ar de admissão. O Quadro 3 apresenta suas especificações técnicas. A modelagem do trocador de calor auxiliar, baseou-se em [21] e é referente a um trocador de calor casco e tubo, com passo triangular. Os parâmetros de projeto são apresentados no Quadro 4. A torre de resfriamento teve sua modelagem adaptada e baseada em [11] para determinar as condições de projeto da torre de resfriamento. No Quadro 5 são relacionados seus parâmetros de projeto. A modelagem do trocador de calor de recuperação foi baseada no tipo tubos e aletas contínuas apresentado em [22]. O Quadro 6 indica as

especificações do equipamento. Tendo os parâmetros de projeto dos equipamentos em mãos, foi possível realizar os orçamentos e a compra dos mesmos. O Quadro 7 apresenta os equipamentos, materiais e serviços já adquiridos pelo projeto.

Quadro 2. Parâmetros de projeto do *chiller* por absorção

Parâmetro de projeto	Especificação
Coeficiente de performance (-)	0,76
Temp. de entrada da água quente do chiller (°C)	98,0
Temp. de saída da água quente do chiller (°C)	88,0
Vazão da água quente do chiller (kg/s)	22
Temp. de saída da água gelada (°C)	7,0
Temp. de entrada da água gelada (°C)	12,6
Vazão da água gelada do chiller (kg/s)	27,6
Temp. de entrada da água de resfriamento (°C)	30
Temp. de saída da água de resfriamento (°C)	36
Vazão da água de resfriamento do chiller (kg/s)	63

Fonte: [20].

Quadro 3. Parâmetros de projeto da serpentina de resfriamento e desumidificação

Parâmetro de projeto	Especificação
Temp. de entrada da água do chiller (°C)	7,0
Temp. de saída da água do chiller (°C)	12,6
Vazão da água do chiller (kg/s)	22,91
Temp. de bulbo seco de entrada do ar (°C)	24,0
Entalpia crítica (kJ/kg ar seco)	88,68
Temperatura de bulbo seco de saída do ar (°C)	12,5
Vazão do ar (kg/s)	16,03

Fonte: [20].

Quadro 4. Parâmetros do trocador de calor auxiliar

Parâmetro de projeto	Especificação
Temp. de entrada da água de resfriamento do motor (°C)	48,09
Temp. de saída da água de resfriamento do motor (°C)	31,55
Vazão da água de resfriamento (kg/s)	22,91
Temp. de entrada da água da torre (°C)	28,36
Temp. de saída da água da torre (°C)	33,9
Vazão da água da torre (kg/s)	68,3

Fonte: [20].

Quadro 5. Parâmetros da torre de resfriamento

Parâmetro de projeto	Especificação
Temperatura da entrada da água de resfriamento (°C)	30
Temperatura de bulbo úmido (°C)	27
Approach (°C)	3
Range (°C)	5,56
Vazão de água (m ³ /h)	453
Razão das vazões de água e ar	1,0
NTU de projeto calculado	1,24

Fonte: [20].

Quadro 6. Parâmetros do trocador de calor de recuperação

Parâmetro 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 (mca)	0,1
Capacidade de troca térmica (kW)	929

Fonte: [20].

Quadro 7. Custos de investimentos do projeto

Componente do projeto	Total (\$)
Chiller por absorção	641.048,27
Torre de resfriamento	200.000,00
Serpentina de resfriamento e desumidificação	240.000,00
Trocador de calor auxiliar	62.000,00
Trocador de calor de recuperação	50.000,00
Ventilador da linha de gases de exaustão	26.846,54
Instrumentação e controle para o sistema térmico (estimativa)	150.000,00
Conversão do sistema de ignição e pressão dos cilindros da UG	895.500,00
Sensores, materiais e ferramentas	629.215,74
Estação de Tratamento de Água	85.000,00
Projeto Básico	40.000,00
Projeto Executivo	105.000,00
Montagem, mão de obra de instalação, materiais, supervisão, comissionamento e entrega final.	1.101.414,00
Total	4.226.024,55

Fonte: Elaboração própria.

Com exceção do desenvolvimento e implantação da integração dos sistemas de instrumentação e controle do sistema térmico alternativo ao sistema supervisor da UTE LORM e a compra esporádica de materiais e ferramentas necessárias à execução do projeto, todos os valores já são conhecidos. Sendo o custo total do investimento de R\$ 4.226.024,55. O custo estimado para a instrumentação foi R\$ 150.000,00, que representa cerca de 3,5 % do custo total do projeto. Caso haja variações no valor deste item não impactará de maneira significativa o custo total do investimento. A instalação desta instrumentação e controle é um ponto importante do projeto, pois por meio dela serão realizados os testes após a implantação e comissionamento. Através destes testes será possível conhecer os resultados efetivos do projeto, comparando os modelos teóricos estudados e modelados com o real funcionamento do sistema.

7. Conclusão

Este trabalho tem por objetivo apresentar e discutir os procedimentos e resultados obtidos deste projeto, do dimensionamento da carga térmica a ser atendida pelo sistema até o projeto executivo, passando pela reestruturação e reconfiguração do sistema devido a restrições orçamentárias, incluindo os resultados de simulações, dimensionamentos, especificações, aquisições dos equipamentos e custos envolvidos no projeto. Foi mostrado que o *fog* não é um problema, o que permitiu reduzir a capacidade do *chiller* em aproximadamente 17% ao evitar a necessidade de ter um aquecimento intermediário. Os dados climáticos

permitiram definir o tamanho do *chiller* para atender 98,72% do tempo, em 185 TR. A simulação no GT-POWER permitiu saber que nos poucos momentos em que o *chiller* não atende, é possível ainda atingir a potência máxima desde que o ar saturado não ultrapasse os 13,8° na saída da serpentina. Diante de restrições econômicas, uma alternativa foi proposta para reduzir o custo do sistema térmico. O sistema já está sendo implantado em um motor que gera 8,7 MW no eixo, almejando aumentar a potência de eixo para até 10,2 MW, o que representa cerca de 17% de geração adicional, com um investimento hoje avaliado em R\$ 4.226.024,55. Só com a implementação e realização de testes será possível conhecer os resultados efetivos do projeto. Mas, se as expectativas de ganhos energéticos se confirmarem, os estudos de viabilidade econômica já mostram que o custo total de investimento limite que inviabilizaria o projeto do sistema térmico alternativo, de acordo com [20], seria de R\$ 15.114.487,96, ou seja, o projeto atual deverá ter um custo de implantação de cerca de 27,96% deste valor, demonstrando assim por este e outros indicadores que o projeto é muito viável economicamente, tendo como base os outros indicadores de viabilidade econômica obtidos por [20].

7.1. Agradecimentos

Os autores são gratos à TEVISA, à CAPES, ao CNPq e ao PPGEM/UFES pelo apoio financeiro ao presente projeto de pesquisa.

8. Referências

- [1] WÄRTSILÄ. Wärtsila 34SG Power Plant Product Guide. Finlândia. 2008
- [2] A.P. Morawski, C.C.M. Cunha, C.J. Sena, J.L.M. Donatelli, J.J.C.S. Santos. “Repotenciação da UTE Viana por meio do Aproveitamento do Calor Rejeitado”. Anais do CITENEL 2017, João Pessoa, pp. 1-11, 2017
- [3] A. Chun, A.P. Morawski, L.R. Araújo, R.C.L. Oliveira, M.A. Barone, M. Schiaffino, J.L.M. Donatelli, J.J.C.S. Santos, C.C.M. Cunha. “Thermoeconomic Optimization of Absorption Chiller Superstructures for an Internal Combustion Engine: Waste Heat Recovery and Cold-Water Applications”. Proc. of the 17th ENCIT, pp. 1-13, 2018
- [4] B. Agnew, M. Talbi, M. Mostafavi. “Combined Power and Cooling, an Analysis of the Combined Diesel-Absorption Cycle”. Applied Thermal Engineering. vol. 19, pp. 1097-1105, 1999
- [5] M. Mostafavi, B. Agnew. “Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Turbocharged Engine with

- Intercooling”. Applied Thermal Engineering, vol. 16, pp. 733-740, 1996b
- [6] M. Mostafavi, B. Agnew. “Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Supercharged Engine with Intercooling”. Applied Thermal Engineering, vol. 16, pp. 921-930, 1996d
- [7] M. Mostafavi, B. Agnew. “Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit - Naturally Aspirated Diesel Engine with Precooling”. Applied Thermal Engineering, vol. 17, pp. 593-599, 1997b
- [8] M. Mostafavi, B. Agnew. “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. 1997c
- [9] M. Mostafavi, B. Agnew. “Energy Recovery from Diesel Engine Exhaust Gases for Performance Enhancement and Air Conditioning”. Applied Thermal Engineering, vol. 22, pp. 693-702, 2002
- [10] C.B. Zabeu, R.L. Salvador, G.P. Ruy, A.L. Martelli, A.M. Penaranda, T.S. Güntert. “Sistema Integrado de Monitoramento, Diagnóstico e Controle de Motores Pesados a Gás Natural de Alta Eficiência para Geração de Energia”. Anais do CITENEL 2017, João Pessoa, pp. 1-12, 2017
- [11] W.F. Stoecker, J.W. Jones. Refrigeração e Ar Condicionado. McGraw-Hill do Brasil, 1985
- [12] Chun, A., Miotto, B.M.F., Krohling, G.S., Paulo, L.A., Spacini, K., Cunha, C.C.M., Santos, J.J.C.S. e Donatelli, J.L.M., 2019. “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 Proceedings of the XIV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica - CIBIM 2019. Cartagena de Índias, Colômbia
- [13] S. Karstadt, J. Werner, S. Münz, R. Aymanns. “Effect of Water Droplets Caused by Low Pressure EGR on Spinning Compressor Wheels”. pp. 1-20, 2014. [PDF]. Disponível em: http://users.telenet.be/veerle_haai/Compressor_erosion.pdf
- [14] F. Tampieri, C. Tomasi. “Size Distribution Models of Fog and Cloud Droplets in Terms of the Modified Gamma Function”. Proc. of the XXVIII Tellu, pp. 1-15, 1975
- [15] 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.” 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2020
- [16] INMET, 2020. “Consulta Dados da Estação Automática: Linhares (ES)”. Instituto Nacional de Meteorologia [online]. 2020. Disponível em: http://www.inmet.gov.br/sonabra/pg_dspDadosCodigo_sim.php?QTYxNA
- [17] Miotto, B.M.F., Chun, A., Santos, J.J.C.S., Donatelli, J.L.M., Cunha, C.C.M. and Zabeu, C.B., 2020. “Simulation of a WHR system integrated with a large internal combustion engine for intake air conditioning using variable climate data and engine performance”. In Proceedings of the 33rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 2020. Osaka, Japan
- [18] 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.” 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2020
- [19] BROAD. Broad XII Non-Electric Chiller - Model Selection & Design Manual. 1. ed. Changsha, China: Broad Air Conditioning, 2017
- [20] 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. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2021
- [21] KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. 3. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2012
- [22] KAYS, W. M.; LONDON, A. L. Compact Heat Exchangers. 3rd. ed. India: Scientific International (Pvt.) Ltd, 2018