



Grupo de Estudo de Geração Térmica-GGT

Metodologia para seleção de sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás

RODRIGO DIAS(1); CARLOS ALBERTO SILVA PAULO(1); BRUNO MITSUO MAZETTO(1); CARLOS JOSÉ AMADO AUGUSTO(1); CLEBER ONOFRE INÁCIO(1); Petrobras(1);

1.0 - RESUMO

A temperatura do ar de entrada é um fator que influencia a potência gerada por turbinas a gás, de forma que sistemas de resfriamento do ar foram desenvolvidos visando aumentar a potência gerada por estas. Este trabalho teve por objetivo desenvolver uma metodologia para seleção de sistemas de resfriamento que levasse em conta aspectos técnicos e econômicos. Para tanto, foi realizado um estudo de caso com uma usina termelétrica da Petrobras. Os resultados das simulações indicaram que o *fogging* é o sistema de resfriamento que apresenta o melhor retorno econômico com um incremento médio de potência de aproximadamente 1%.

PALAVRAS-CHAVE

Turbina a gás, Resfriamento de ar de entrada, Simulação de ciclos termodinâmicos, Thermoflow.

2.0 - INTRODUÇÃO

Turbina a gás é uma máquina de fluxo do tipo térmico, na qual o fluido apresenta variações sensíveis de massa específica em seu percurso através da mesma. Seu princípio básico de funcionamento consiste em comprimir o ar atmosférico no compressor, misturá-lo a um combustível líquido ou gasoso e realizar a combustão desta mistura na câmara de combustão, para, em seguida, expandir os gases de combustão resultantes numa turbina de potência, convertendo a alta entalpia desses gases em energia mecânica. Sabe-se que a potência gerada por esse equipamento, assim como o *heat rate* e a vazão dos gases de exaustão, parâmetros de análise do desempenho de uma turbina a gás, dependem de fatores como condições ambientais (temperatura, umidade relativa e pressão atmosférica) e perdas de carga na admissão e na exaustão da turbina a gás (1-3).

Com relação às condições do ar atmosférico, sabe-se que quanto menor a massa específica do ar admitido pelo compressor, menor será a potência gerada pela turbina a gás. Nesse sentido, observa-se que a temperatura do ar de entrada no compressor de uma turbina a gás afeta consideravelmente o desempenho da mesma, especialmente a sua potência gerada. Isso porque, quanto mais baixa for esta temperatura, maior será a massa específica do ar e, conseqüentemente, maior será a vazão mássica dos gases após a combustão, o que aumentará a potência gerada pela turbina a gás. Essa relação entre potência gerada e temperatura do ar motivou o desenvolvimento tecnológico de sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás em escala industrial.

Nesse contexto, no âmbito do programa de P&D do sistema elétrico, regulado pela ANEEL, a Petrobras iniciou em 2015 um projeto de pesquisa intitulado "Resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás" (PD-0553-0037/2015), com o intuito de estudar metodologias de seleção de sistemas de resfriamento e testar um sistema até então inédito no Brasil.

Os sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás existentes apresentam diferentes princípios de funcionamento, sendo alguns baseados em métodos evaporativos e outros em ciclos termodinâmicos de refrigeração. Dados os diferentes métodos e suas subdivisões, a seleção de qual a configuração mais adequada para cada aplicação passa por uma avaliação técnica e econômica das opções tecnológicas disponíveis.

Chacartegui *et al* (4) desenvolveu um modelo para uma planta de cogeração. Este modelo permitiu obter as variáveis globais de interesse para o modelo econômico como função das condições de consumo de turbinas a gás. Sob todas as considerações feitas no artigo, a opção do *chiller* acionado eletricamente com armazenamento de gelo seria o sistema de resfriamento escolhido para a usina estudada. No caso do Brasil, como o sistema elétrico brasileiro não pratica tarifas diferentes para a energia elétrica gerada no horário de pico e no horário fora de pico, sistemas de resfriamento com armazenamento de gelo não apresentam atratividade econômica.

Carvalho Junior (5) apresentou, em sua tese de doutorado, um modelo desenvolvido para simulação da resposta de turbinas a gás frente às variações nas condições climáticas do ar de entrada (temperatura, umidade e pressão atmosférica) e a aplicação desse modelo ao estudo de dois sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás (resfriamento evaporativo por meio rígido e resfriamento por ciclo de compressão de vapor) em 27 localidades brasileiras, motivado pelo uso significativo de turbinas a gás no parque termelétrico brasileiro. Como resultado do seu estudo, o modelo de turbina desenvolvido simula satisfatoriamente as curvas de uma turbina comercial do tipo *heavy duty* e apresenta um aumento de energia gerada de até 4,2% para o sistema de resfriamento evaporativo por meio rígido e de até 11,2% para o resfriamento por ciclo de compressão de vapor, com tempo de retorno do investimento (*payback*) de 0,34 a 1,8 anos para o primeiro e de 1,48 a 3,16 anos para o segundo.

Dentre os sistemas de resfriamento hoje existentes, três são mais amplamente utilizados e serão avaliados no presente estudo. O resfriamento evaporativo por nebulização (*fogging*), mostrado na Figura 1 - (a), faz uso de bicos nebulizadores para aspergir gotículas de água em forma de neblina ao ar de entrada da turbina a gás. Por processo de transferência de calor e massa, as gotículas de água evaporam-se e resfriam o ar, reduzindo a sua temperatura de bulbo seco, tendo como limite a temperatura de bulbo úmido. Suas principais características são custo relativamente baixo, pouca interferência da instalação na casa de filtros, baixa perda de carga imposta ao ar, flexibilidade operacional, consumo de água desmineralizada e operação intermitente, com capacidade de resfriamento limitada à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. O resfriamento evaporativo por meio rígido (*media-type evaporative cooler*), representado na Figura 1 - (b), consiste em um painel poroso, no topo do qual uma vazão de água tratada é vertida. O ar ambiente, assim como no caso do *fogging*, é resfriado através do fenômeno de transferência de calor e massa com a água presente no painel. Suas principais características são custo relativamente baixo, considerável interferência na instalação na casa de filtros, considerável perda de carga imposta ao ar, consumo de água tratada e operação intermitente, com capacidade de resfriamento limitada à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. O resfriamento por ciclo de compressão de vapor resfriado a água (*water-cooled electric chiller*), mostrado na Figura 1 - (c), utiliza uma máquina frigorífica (*chiller*) para resfriar uma vazão de água em circuito fechado, a qual, por sua vez, resfria o ar de entrada da turbina a gás. Este sistema pode resfriar o ar até temperaturas de cerca de 9,4 °C, já que temperaturas inferiores a esta podem causar danos às palhetas do compressor por possível congelamento da umidade presente no ar. Suas principais características são custo relativamente alto, considerável interferência na instalação na casa de filtros, considerável perda de carga imposta ao ar, consumo considerável de energia elétrica, necessidade de equipamento para rejeição do calor (torre de resfriamento, por exemplo) e alta capacidade de resfriamento, não limitada à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Vale ressaltar que o sistema de resfriamento por *chiller* de absorção não foi aqui avaliado, pois a usina escolhida para o estudo é de cogeração e não há carga térmica residual disponível que pudesse ser aproveitada para a operação desse sistema.

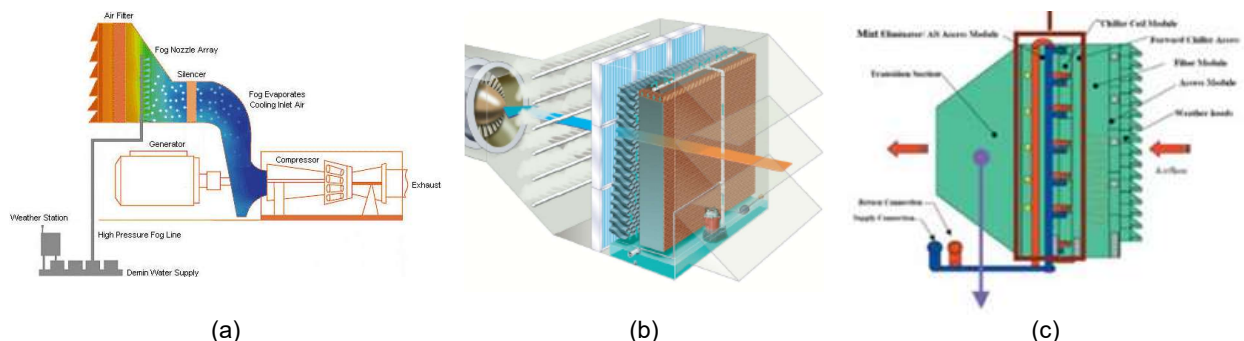


Figura 1 – Resfriamento (a) evaporativo por *fogging* (6), (b) evaporativo por meio rígido (7) e (c) com uso de *chiller* (8).

O presente trabalho busca desenvolver uma metodologia para a escolha dentre sistemas disponíveis para resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás. A estratégia adotada segue os seguintes passos: modelagem de

planta térmica de interesse em software de simulação de ciclos termodinâmicos, validação do modelo com dados medidos, determinação do Ano Meteorológico Típico (AMT) para temperaturas de bulbo seco e umidades relativas locais, modelagem validada da planta com a adição de sistemas de resfriamento projetados a partir dos dados obtidos no AMT e simulação desta para todos os cenários de temperatura de bulbo seco e umidade relativa do AMT. A partir dos resultados de geração de energia (receita extra) e custos envolvidos (investimentos e gastos operacionais), identificam-se as soluções de resfriamento do ar de melhor potencial de aplicação para a planta térmica avaliada.

3.0 - MODELAGEM E SIMULAÇÕES DA USINA TERMELÉTRICA

Para o desenvolvimento da metodologia para seleção de sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás, foi selecionada uma usina termelétrica do parque de geração da Petrobras. A configuração simplificada da mesma é dada conforme a Figura 2. As principais características da usina são apresentadas na Tabela 1.

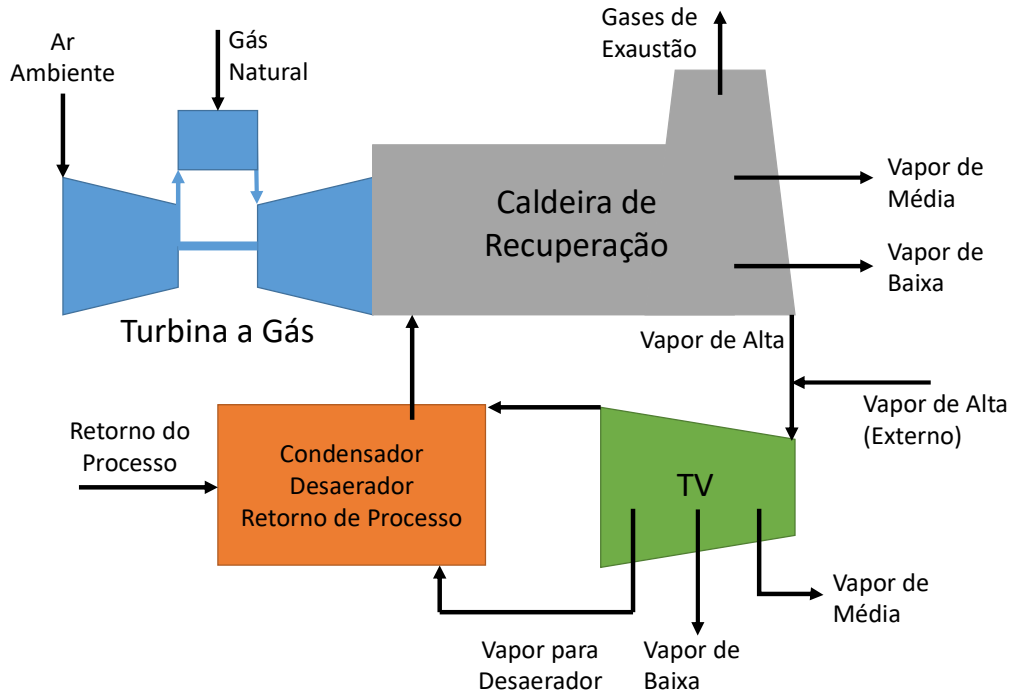


Figura 2 - Ciclo Simplificado da Usina Termelétrica.

Tabela 1 - Características da Usina em Análise

Equipamento	Descrição
Turbina a Gás	160 MW de potência nominal, operando com Gás Natural
Turbina a Vapor	55 MW, com 3 extrações (42, 12 e 2 bar)
Caldeira de Recuperação	Sem queima suplementar, com geração de vapor em 3 níveis de pressão (126, 42 e 12 bar)

3.1 Modelagem e validação da usina termelétrica

A modelagem e as simulações da usina termelétrica foram realizadas com o uso do pacote de *softwares* para simulação de ciclos termodinâmicos da Thermoflow, mais especificamente através dos seus módulos GT PRO, GT MASTER e PEACE. Como referência para a modelagem, foi utilizada a documentação técnica da usina, em especial os fluxogramas de processo contendo os balanços de massa e energia para o caso base (operação normal, com turbina a gás em 100% e caldeiras auxiliares a 50%) e para o caso de máxima geração de energia. Em ambos os casos as condições ambientais foram de temperatura de bulbo seco de 23,5 °C e umidade relativa de 77%.

A modelagem foi realizada no GT PRO utilizando-se o caso de máxima geração de energia. Este critério foi adotado para que o GT PRO pudesse dimensionar os equipamentos da usina em sua condição operacional máxima. A partir do modelo criado no GT PRO, foi gerado o modelo correspondente no GT MASTER para a

realização de simulações *off-design*. Com isso, foi possível simular a planta projetada no GT PRO para diferentes condições operacionais através do modelo feito no GT MASTER, sem que os equipamentos projetados sofressem alterações.

As simulações no GT MASTER para os casos base e de máxima geração apresentaram resultados satisfatórios, com desvios inferiores a 3% em relação aos fluxogramas de processo. Com isso, os modelos gerados no GT PRO e no GT MASTER foram considerados válidos e puderam ser usados como referência para a criação dos modelos específicos do GT PRO e do GT MASTER contendo cada um dos sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás a serem avaliados, a saber, resfriamento evaporativo por nebulização (*fogging*), resfriamento evaporativo por meio rígido (*media-type evaporative cooler*) e resfriamento por ciclo de compressão de vapor resfriado a água (*water-cooled electric chiller*).

3.2 Ano Meteorológico Típico

A simulação de desempenho dos sistemas de resfriamento demandou a utilização de dados ambientais que caracterizassem adequadamente a região onde está localizada a planta termelétrica adotada no estudo de caso. O Ano Meteorológico Típico é uma solução bastante utilizada em simulações energéticas, sendo uma solução de compromisso para provimento de uma série temporal de tamanho razoável e que caracterize as condições de longo prazo (20 ou 30 anos) de uma determinada localidade.

Uma sequência de procedimentos foi adotada até a obtenção do AMT, com metodologia baseada nos trabalhos de (9) e (10). Em função da maior abrangência, inicialmente foram obtidos dados horários de reanálise (11) MERRA-2 (*Modern-Era Retrospective analysis for Research and Applications, Version 2*) de 20 anos (1999-2018) para as variáveis meteorológicas de interesse¹. Na etapa seguinte, com base em similaridade das distribuições de frequência de temperatura e umidade relativa (peso de 50% para cada variável), valores de média e mediana de um mês específico e do longo prazo, foi elaborado um *ranking* dos 20 trechos de reanálise para cada um dos 12 meses do ano. Apesar da qualidade destes dados e da consistência das séries quando comparadas às medições, estes valores representavam um valor médio de uma região de aproximadamente 50 km x 50 km.

Assim, os dados do MERRA-2 foram utilizados como um *proxy* para a seleção e encadeamento de 12 trechos de medição horária de temperatura e umidade relativa. Para esta tarefa, foi utilizada a base de dados meteorológicos da CETESB (Companhia Ambiental do Estado de São Paulo), disponíveis em portal do órgão (12), que dispõe de estação de qualidade do ar localizada nas proximidades da usina. Esta base de dados apresentou aproximadamente 11 anos de medição no período de dados obtidos com o MERRA-2. A seleção dos doze meses típicos com bases nos dados de medição utilizou tanto quanto possível o *ranking*, sendo metade dos meses o melhor apontado no *proxy*, e os demais variando entre o 2º até o 6º mais representativo. No processo de seleção das medições houve também verificação de consistência com os dados da reanálise. A Figura 3 - (a) mostra de forma gráfica a distribuição de frequência e a Figura 3 - (b) a série temporal horária para o AMT.

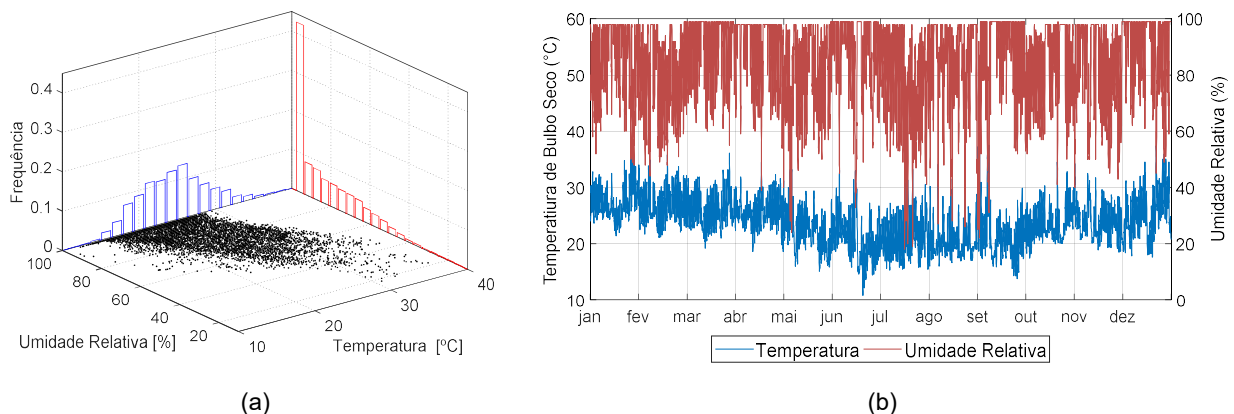


Figura 3 – Ano Meteorológico Típico: (a) distribuição de frequência e (b) série temporal.

No caso da variável temperatura de bulbo seco², o valor médio obtido foi de 23,7 °C, com máxima de 37,9 °C e mínima de 10,8 °C. Para o caso da umidade relativa, a média foi 85% e a mediana foi de 91%, com máxima em 99% e mínima de 18%.

¹ No caso da temperatura de bulbo seco a variável utilizada foi T2M e para a umidade relativa o cálculo foi a partir da temperatura de bulbo úmido, variável T2MDEW.

² As séries típicas normalmente não são apropriadas para determinação das condições extremas. Além disso, não devem ser usadas para fazer previsão meteorológica.

3.3 Modelagem da usina termelétrica com sistemas de resfriamento de ar

A partir dos dados de temperatura de bulbo seco e de umidade relativa obtidos para o AMT, foi realizada uma análise estatística de forma a subsidiar a decisão sobre quais valores adotar para o projeto dos sistemas de resfriamento para a usina. Para o *chiller*, observou-se que o principal parâmetro a ser considerado é a entalpia do ar ambiente, já que quanto maior a entalpia, maior será o *chiller* dimensionado. Para o resfriamento evaporativo por meio rígido ou por *fogging*, notou-se que o principal parâmetro a ser considerado é a diferença entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de bulbo úmido. Esta diferença é conhecida por WBD (*wet bulb depression*). Quanto maior o WBD, maior será o sistema de resfriamento evaporativo projetado. Desta forma, decidiu-se usar como critério de seleção valores de entalpia e de WBD que cobrissem 99% dos dados obtidos para o Ano Meteorológico Típico. A partir dessa análise, foram selecionados os valores de temperatura de bulbo seco de 37,2 °C e umidade relativa de 49%. Esses valores foram, então, utilizados no desenvolvimento dos modelos específicos do GT PRO e do GT MASTER contendo cada um dos sistemas de resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás (*fogging*, resfriamento evaporativo por meio rígido e *chiller*).

Os modelos gerados no GT MASTER foram, então, utilizados para simular todas as 8760 horas do AMT para cada tipo de sistema de resfriamento.

3.4 Premissas para análise econômica

Para a análise econômica, considerou-se que a usina operaria durante o ano todo em sua máxima capacidade de geração e que o resfriamento do ar de entrada da turbina a gás não produziria variações relevantes no vapor exportado pela termelétrica. Além disso, adotaram-se os seguintes parâmetros, indicados na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros para análise econômica

Parâmetro	Valor	Racional / Referência
CAPEX do sistema de resfriamento	Estimativa apresentada pelo módulo PEACE	PEACE Module - Thermoflow (13)
Custo de O&M	Sistemas Evaporativos: 4% do CAPEX <i>Chiller</i> Elétrico: 6% do CAPEX	Marzouk & Hanafi, 2013 (14)
PCI do Gás Natural	45.605 kJ/kg	GT Master - Thermoflow (15)
Custo do Gás Natural	US\$ 10 / MMBTU	Média dos valores apresentados pela EPE (16)
Custo da Água para Torre de Resfriamento / Água Industrial	US\$ 1,16 / tonelada	Adaptado do Asian Development Bank (17) para o Brasil, considerando fatores de custo do PEACE (13) e inflação do dólar.
Custo da Água Desmineralizada	US\$ 3,86 / tonelada	
Venda de Energia Elétrica	US\$ 97,95 / MWh	CVU da usina no PMO de Maio/2019 (18) convertido para dólar
Câmbio do Real	R\$ 3,70 / US\$	Média do PNG 2019-2023 da Petrobras (19)
Taxa de desconto	8% a.a., em termos reais	Premissa adotada pela EPE (16)
Vida Útil	20 anos	Premissa adotada pela EPE (16) para termelétricas a gás natural
Impostos / Taxas	Obrigação de P&D ANEEL, PIS/COFINS, Depreciação (10 anos), Imposto de Renda e Contribuição Social.	

4.0 - RESULTADOS

4.1 Energia Líquida e Consumo de Gás Natural

A seguir, a Figura 4 apresenta os resultados mensais de energia gerada líquida incremental e consumo de gás natural adicional quando implementados cada um dos três sistemas de resfriamento de ar em análise.

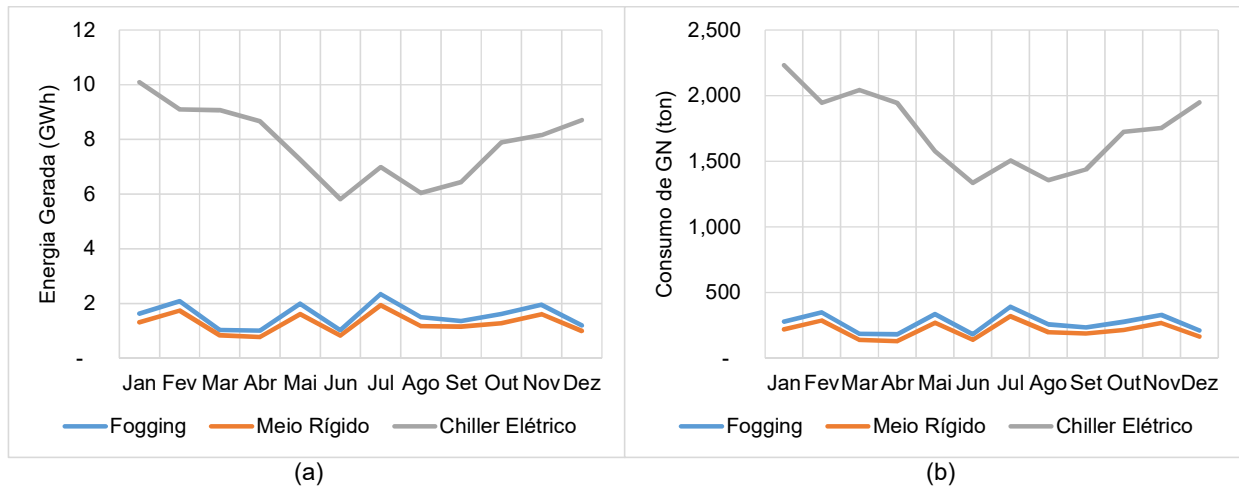


Figura 4 – (a) Energia gerada adicional e (b) Consumo adicional de gás natural

Nota-se que os resultados mensais indicam sempre a mesma ordem tanto na geração de energia quanto no consumo de gás natural: o *chiller* elétrico é a solução que produz mais energia e que consome mais combustível, seguido do *fogging* e, por fim, pelo evaporativo meio rígido. No caso *chiller*, ainda é possível notar que seus ganhos são mais expressivos nos meses mais quentes (janeiro, fevereiro e dezembro) e menores nos meses de inverno. As alternativas baseadas na saturação do ar, por sua vez, apresentam comportamento estável ao longo do ano.

O resultado da planta como um todo para a totalidade do Ano Meteorológico Típico é dado na Tabela 3. Observa-se que tanto o *fogging* quanto o evaporativo por meio rígido produziram um ganho de aproximadamente 1% de potência média da planta, praticamente sem afetar o *heat rate* da usina. O *chiller*, por outro lado, levou a um ganho maior na potência média, de aproximadamente 5%, porém elevou em 1,5% o *heat rate* da planta de geração, ou seja, a usina como um todo ficou menos eficiente com a inserção dessa alternativa de resfriamento.

Tabela 3 - Resultados para o AMT

Alternativa	Potência Média (MW-ano)		Consumo de GN médio (t/h-ano)		Heat Rate da Usina (kJ/kWh)	
Sem resfriamento	210,6 MW	-	35,5 t/h		7.679 kJ/kWh	
<i>Fogging</i>	212,7 MW	+ 1,0 %	35,8 t/h	+ 0,9 %	7.681 kJ/kWh	≈ 0 %
Evaporativo Meio Rígido	212,3 MW	+ 0,8 %	35,7 t/h	+ 0,6 %	7.679 kJ/kWh	0 %
<i>Chiller</i> Elétrico	221,3 MW	+ 5,1 %	37,8 t/h	+ 6,5 %	7.796 kJ/kWh	+ 1,5 %

4.2 Análise Econômica

Embora a análise do item 4.1 apresente uma visão geral de ganhos de potência e de efeitos sobre a eficiência energética da usina termelétrica, é preciso fazer uma análise econômica para verificar qual das três alternativas traria maior retorno do investimento. A Tabela 4 mostra os resultados dos indicadores econômicos para cada alternativa.

Tabela 4 - Indicadores econômicos

	<i>Fogging</i>	Evap. Meio Rígido	<i>Chiller</i> Elétrico
VPL (20 anos)	R\$ 4,69 milhões	R\$ 1,99 milhões	- R\$ 84,3 milhões
TIR	54,1 %	18,9 %	Não há
<i>Payback</i> (simples)	1,85 anos	5 anos	Não há

Analisando a Tabela 4, nota-se que o *fogging* seria a alternativa com melhores indicadores econômicos, seguida pelo evaporativo por meio rígido. O uso do *chiller* projetado neste trabalho não traria retorno econômico para os investidores, dado que o investimento nunca se pagaria e ainda geraria prejuízos que se acumulariam ao longo da vida útil do sistema. Para auxiliar na interpretação, pode-se analisar a Tabela 5, com os fluxos de caixa do ano 1, sem considerar tributos.

Tabela 5 – CAPEX e Fluxos de Caixa

	Fogging	Evap. Meio Rígido	Chiller Elétrico
CAPEX	R\$ 1,12 milhões	R\$ 2,31 milhões	R\$ 32,8 milhões
Receita Bruta	R\$ 6,8 milhões	R\$ 5,1 milhões	R\$ 34,1 milhões
O&M	R\$ 45 mil / ano	R\$ 92 mil / ano	R\$ 2,0 milhões / ano
Despesa com GN adicional	R\$ 5,1 milhões	R\$ 3,9 milhões	R\$ 33,2 milhões
Despesa com Água	R\$ 124 mil / ano (10,7 mil ton de água desmineralizada)	R\$ 44 mil / ano (12,7 mil ton de água industrial)	R\$ 839 mil / ano (241,6 mil ton de água p/ torre de resfriamento)

Analisando a Tabela 5, quando se consideram as receitas e custos do primeiro ano de operação, nota-se que, para o *Chiller Elétrico*, o gasto com aquisição de gás natural adicional aproxima-se de 97% da receita adicional com venda de energia elétrica. Somando ainda as despesas com O&M e com água para a torre de resfriamento auxiliar, o sistema acaba se tornando deficitário por toda a vida útil.

5.0 - CONCLUSÃO

Este trabalho analisou técnica e economicamente a implantação de um sistema de resfriamento de ar tomando como base o estudo de caso de uma usina termelétrica da Petrobras. Para tanto, foi obtido um Ano Meteorológico Típico para a localidade da usina, foram gerados modelos computacionais para a planta térmica e projetados três sistemas de resfriamento adequados para o AMT. Por fim, a planta com as alternativas de resfriamento de ar foi simulada para todas as horas do AMT, gerando os resultados de geração adicional de energia, consumo adicional de combustível e de utilidades, além de estimativas de custos tanto para o investimento para implantação dos sistemas quanto para os custos operacionais ao longo de 20 anos de operação.

Os resultados apontaram para o sistema de *fogging* como a alternativa de melhor retorno econômico, seguida pelo sistema evaporativo por meio rígido. Embora ambos tenham gerado incremento de potência médio de aproximadamente 1%, o *fogging* apresenta a vantagem de possuir menor CAPEX e menor OPEX do que o segundo colocado. O *chiller* elétrico projetado, por sua vez, mesmo produzindo um incremento aproximado de 5% na potência média da planta, acaba levando a um consumo de gás natural adicional que inviabiliza o retorno econômico.

Vale ressaltar que a análise realizada neste artigo não considerou uma otimização econômica dos sistemas de resfriamento em estudo, apenas foi adotado como critério de projeto que o sistema atendesse a 99% das situações identificadas no AMT. Outro ponto de atenção é que o CAPEX foi baseado na análise econômica do PEACE, que possui enfoque na estimativa de custos de plantas novas, e não no custo de melhorias em plantas existentes.

6.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Moran, M. J.; Shapiro, H. N.; Boettner D. D.; Bailey M. B.. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 7th Edition, United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- (2) Çengel, Y. A.; Boles, M. A.. Thermodynamics: An Engineering Approach. 7th Edition, United States of America: McGraw-Hill, 2011.
- (3) ISO 3977-2 (Gas Turbines - Procurement - Part 2: Standard Reference Conditions and Ratings).
- (4) Chacartegui, R.; Jiménez-Espadafor, F.; Sánchez, D.; Sánchez, T.. Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Energy Conversion and Management - 49, Elsevier Ltd., 2008.
- (5) Carvalho Junior, M. L. M.. Resfriamento de Ar de Entrada em Turbinas a Gás no Parque Gerador Elétrico Brasileiro. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2012.
- (6) Mee Industries - Fogging. Disponível em: <<https://www.power-technology.com/contractors/powerplantequip/meeindustries/>>. Acesso em: 28 de junho de 2018.
- (7) Munters Corporation - Evaporative Media. Disponível em: <http://webdh.munters.com/webdh/BrochureUploads/Product_Guide-%20TURBODEk.pdf>. Acesso em: 11 de julho de 2017.

- (8) GE Oil & Gas - Inlet Air Cooling. Disponível em: <http://site.ge-energy.com/businesses/ge_oilandgas/en/literature/en/downloads/inletair_cooling.pdf>. Acesso em: 07 de dezembro de 2015.
- (9) HALL I. J.; PRAIRIE. R. R.; ANDERSON. H. E.; BOES. E. C. "Generation of Typical Meteorological Years for 26 SOLMET stations". Albuquerque: Sandia Laboratories, 1978.
- (10) WILCOX, S. E MARION, W., "User manual for TMY3 data sets". Report NREL/TP-581-43156, National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado, 2008.
- (11) NASA Goddard Earth Sciences Data and Information Services Center, "MERRA-2 Datasets". Disponível em: <<https://disc.gsfc.nasa.gov/datasets?project=MERRA-2>>. Acesso em 2019.
- (12) Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB), "QUALAR - Sistema de Informações da Qualidade do Ar," [Online]. Disponível em: <<https://cetesb.sp.gov.br/ar/qualar/>>. Acesso em 2019.
- (13) Thermoflow, Inc. PEACE Module. Southborough, 2018. Disponível em: https://www.thermoflow.com/support_downloads.html. Acesso em: 1 maio 2019.
- (14) Marzouk, A., Hanafi, A.. Thermo-Economic Analysis of Inlet Air Cooling In Gas Turbine Plants. Journal of Power Technologies 93, 2013.
- (15) Thermoflow, Inc. GT MASTER Module. Southborough, 2018. Disponível em: https://www.thermoflow.com/support_downloads.html. Acesso em: 1 maio 2019.
- (16) Empresa de Pesquisa Energética (EPE). Nota Técnica PR 07/18 – Premissas e Custos da Oferta de Energia Elétrica no Horizonte 2050. Rio de Janeiro, 2018.
- (17) Asian Development Bank. Aspen Simulation and Evaluation of Economic Feasibility of CO2 Capture for Gaojing Gas Fired Power Plant. Beijing, 2014.
- (18) Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS). Sumário do Programa Mensal de Operação (PMO) de Maio – Semana Operativa de 04/05/2019 a 10/05/2019. Brasília, 2019.
- (19) Petrobras. Plano de Negócios e Gestão 2019-2023. Rio de Janeiro, 2018. Disponível em: <http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/plano-estrategico/plano-de-negocios-e-gestao/> Acesso em: 2 maio 2019.

7.0 - DADOS BIOGRÁFICOS



Rodrigo Dias possui graduação em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Minas Gerais (2011) e mestrado em Engenharia Elétrica com Ênfase em Qualidade da Energia pela UFMG (2018). Desde 2012 é empregado da Petrobras e atualmente é engenheiro de equipamentos do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguêz de Mello, desenvolvendo pesquisas nas áreas de Energia Eólica e Armazenamento de Energia.



Carlos Alberto Silva Paulo nasceu no Rio de Janeiro/RJ em 1967. Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio de Janeiro (1992). Desde 2002 é empregado da Petrobras no cargo de Engenheiro de Equipamentos. Atualmente desenvolve atividades no Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello (Cenpes) na área de geração termelétrica e eficiência energética.



Bruno Mitsuo Mazetto possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade de São Paulo (2012). Atualmente é engenheiro de equipamentos do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello e é mestrando em engenharia mecânica na COPPE/UFRJ, na área de Energia Eólica. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em geração termelétrica e energia eólica.



Carlos Jose Amado Augusto é natural do Rio de Janeiro capital, nascido em 1966. Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Gama Filho (1993), Pós-Graduação em Engenharia de Segurança pela Universidade Federal Fluminense e possui o curso de Extensão em Ar Condicionado pelo Instituto Militar de Engenharia (2012). É empregado da Petrobras desde 1987, hoje no cargo de Técnico Master em Mecânica. Atualmente desenvolve atividades de apoio à pesquisa e desenvolvimentos em projetos da área de geração de energia no Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello (Cenpes).



Cleber Onofre Inacio nasceu em Tubarão/SC em 1984. Possui graduação em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (2006) e mestrado em Engenharia Elétrica da COPPE/UFRJ (2015). Desde 2008 é empregado da Petrobras no cargo de Engenheiro de Equipamentos. Atualmente desenvolve atividades de pesquisa e desenvolvimentos em projetos da área de geração de energia no Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello (Cenpes).