

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

FELLIPE SARTORI DA SILVA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS A GÁS COM RESFRIAMENTO DE AR
NA ENTRADA**

Guaratinguetá
2015

FELLIPE SARTORI DA SILVA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS A GÁS COM RESFRIAMENTO
DE AR NA ENTRADA

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

2015

S586m

Silva, Fellipe Sartori da

Modelagem e simulação de ciclos a gás com resfriamento de ar na entrada / Fellipe Sartori da Silva – Guaratinguetá, 2015.

44 f : il.

Bibliografia: f. 43 - 44

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Resfriamento 2. Energia -- Fontes alternativas 3. Gases -
Propriedades termicas I. Título

CDU 628.82

Fellipe Sartori da Silva

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"


APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. ELIANA VIEIRA CANETTIERI
UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ NÉDILLO CARRINHO DE CASTRO
UNESP-FEG

Dezembro de 2015

À minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, *Edson* e *Alva* que sempre me apoiaram e ajudaram em meus estudos, procurando garantir o melhor para mim.

À minha família e amigos, que sempre procuraram me apoiar e incentivar durante a graduação.

Ao Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri por sua dedicação em me orientar no Trabalho de Graduação, sempre disposto a doar seu tempo para ajudar e ensinar.

À Profa. Dra. Eliana Vieira Canettieri, que me ajudou com seus conselhos e indicações bibliográficas.

Finalmente, aos professores que me ajudaram ao longo do curso de Engenharia Mecânica e do Trabalho de Graduação auxiliando em seu desenvolvimento.

SILVA, F. S. **Modelagem e simulação de ciclos a gás com resfriamento na entrada**. 2015. 43 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

A otimização de sistemas que geram e consomem energia vem se tornando um assunto fundamental para desenvolvimento tecnológico e social, principalmente em países em ascensão, onde o consumo de energia elétrica cresce demasiadamente. O ciclo a gás é um sistema que gera energia elétrica, no qual estudos já comprovaram que o resfriamento de ar na entrada ocasiona um aumento de potência gerada e da eficiência térmica. Dessa forma, o presente trabalho se propõe a quantificar essas variações dos parâmetros do ciclo para ambientes com diferentes composições de temperatura e umidade relativa. Foram utilizados dois tipos de resfriamentos de ar: o método evaporativo e o sistema de refrigeração por absorção. Os parâmetros da configuração somente com o ciclo a gás (sem resfriamento) foram comparados aos obtidos para as configurações com resfriamento do ar de entrada no compressor. Primeiro, foi analisada uma configuração com resfriamento evaporativo. A seguir, uma configuração apenas com sistema de refrigeração por absorção foi utilizada para análise. Uma terceira configuração com resfriamento do ar de entrada foi então estudada, no qual os dois métodos foram utilizados, dividindo-se suas vazões. Os resultados identificaram um aumento da eficiência térmica e da potência líquida em todos os casos de resfriamento, sendo o sistema de refrigeração por absorção mais vantajoso em termos de energia gerada, tendo sido observado um aumento entre 1 e 2 MW, dependendo das condições ambiente. A eficiência do ciclo foi maior na configuração com os dois métodos de resfriamento para baixa umidade relativa ambiente e alta temperatura, observando-se um aumento de até 2,4%. O resfriamento evaporativo operando sozinho mostrou-se menos efetivo, porém foi possível aumentar-se razoavelmente o rendimento e a potência gerada do ciclo em climas com alta temperatura e baixa umidade relativa.

PALAVRAS-CHAVE: Eficiência térmica. Ciclo a gás. Resfriamento de ar.

SILVA, F. S. **Modeling and simulation of gas turbine cycle with inlet air cooling**. 2015. 43 f. Final Monograph (Undergraduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

The optimization of energy generation systems has become a key issue for technological and social development, mainly in developing countries, where the electricity consumption rises sharply. Gas turbine cycle is an electricity generating system, which studies have demonstrated that inlet air cooling increases net power and thermal efficiency. Thus, this study intends to quantify these parameters for environments with different ambient temperature and relative humidity. Two types of air cooling were used: evaporative and absorption systems. The configuration parameters only with the gas turbine cycle were compared to those whose configuration allowed cooling. First, it was analyzed only evaporative cooling. Next, the absorption system was used for analysis. The last configuration mixed these two methods, dividing equally its flow. The results showed that thermal efficiency and net power increase in any case of cooling, with absorption system more advantageous in terms of generated energy, where an increase between 1 and 2 MW was observed, depending on the ambient conditions. When the two methods were working together at low relative humidity, it showed a thermal efficiency increase compared to absorption system, up to 2.4%. Evaporative cooling was less effective, but it is a good and cheap possibility to increase the cycle parameters at high temperature and low relative humidity.

KEYWORDS: Thermal efficiency. Gas turbine cycle. Inlet air cooling.

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	vazão mássica
\dot{W}	potência
h	entalpia
Q	taxa de fluxo de calor
η	rendimento
z	porcentagem em massa de brometo de lítio
P	pressão
v	volume específico
T	temperatura
A	área
D	diâmetro
ρ	massa específica
V	velocidade
k	relação de calores específicos
β	relação entre potência consumida e gerada
w	umidade absoluta
Δ	variação

LISTA DE SUBSCRITOS

comp	compressor
comb	combustível
tg	turbina a gás
ciclo	ciclo a gás
líq	líquido
bomba	bomba
ger	gerador
cond	condensador
evap	evaporador
abs	absorvedor
bu	bulbo úmido
L	mínima do ciclo
H	máxima do ciclo
Ls	líquido saturado
ch	chaminé
ge	gases de exaustão
pp	<i>pinch point</i>
cr	caldeira de recuperação
tc	trocador de calor
refr	refrigeração
resf	resfriamento
s	isentrópico

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

OCDE	organização para cooperação e desenvolvimento econômico
rp	relação de pressão
PCI	poder calorífico inferior
cp	calor específico
COP	coeficiente de <i>performance</i>
SRA	sistema de refrigeração por absorção
RE	resfriamento evaporativo
OCDE	organização para cooperação e desenvolvimento econômico

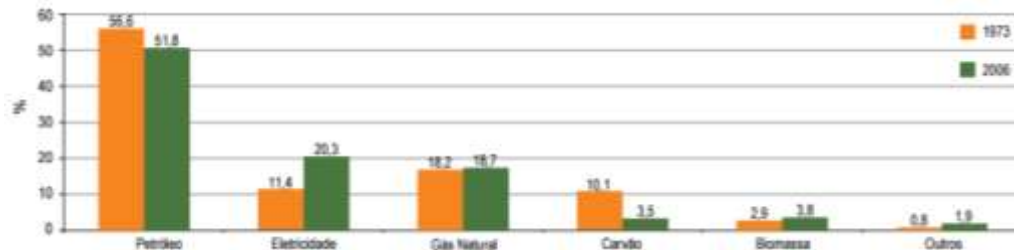
SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVO	12
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1 CICLO A GÁS	13
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	15
2.2.1 Sistema de refrigeração por compressão.....	16
2.2.2 Sistema de refrigeração por absorção	17
2.2.2.1 Misturas binárias disponíveis para o SRA.....	19
2.3 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO	20
3 METODOLOGIA.....	23
3.1 CICLO ESTUDADO.....	23
3.2 DADOS ASSUMIDOS NO PROJETO	24
3.2.1 Ciclo a gás.....	24
3.2.1 Resfriamento evaporativo	25
3.2.1 Sistema de refrigeração por absorção	25
3.2.1.1 Escolha da mistura binária.....	25
3.2.1.2 Dados assumidos no SRA	26
3.3 EQUACIONAMENTO	27
3.3.1 Ciclo a gás.....	27
3.3.2 Sistema de refrigeração por absorção	29
3.3.3 Resfriamento evaporativo	30
4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	32
5 CONCLUSÕES.....	41
5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	41
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43

1 INTRODUÇÃO

O consumo de energia vem crescendo ao longo dos anos, muito em razão do desenvolvimento tecnológico dos países. Com esse crescimento, torna-se necessário o estudo de diversas fontes de energia para que os impactos no meio ambiente sejam mitigados o máximo possível. A Figura 1 compara a participação de algumas dessas fontes nos 30 países desenvolvidos membros da OCDE (Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico). De sua análise, fica evidente o decréscimo do uso de combustíveis fósseis em geral, enquanto a energia elétrica quase dobra sua participação na demanda.

Figura 1 - Participação de diversas fontes de energia no consumo.



Fonte: (ANEEL, [2009])

Projeta-se que, entre 2010 e 2040, o consumo total de energia no mundo cresça em torno de 56% (ALOK; SANJAY, 2015). Também é previsto que, assim como a Figura 1 mostra entre o período de 1973 a 2006, futuramente o consumo de energia elétrica vai continuar aumentando, principalmente nos países em desenvolvimento.

Com o crescimento da demanda por energia elétrica, vários estudos estão sendo realizados visando o aumento do rendimento dos aparelhos motores e dos ciclos que geram esse tipo de energia. França e Alemanha, por exemplo, diminuíram o consumo de energia primária entre 2006 e 2007, uma vez que esses países utilizam, com maior frequência, equipamentos energeticamente eficientes (ANEEL, [2009]).

Um ciclo a gás é uma das maneiras de gerar energia elétrica. Seu rendimento térmico é da ordem de 30% nas condições normais de temperatura e pressão (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013). Contudo, estudos feitos nessa área mostram que esse parâmetro é variável, e depende principalmente das condições de entrada do fluido de trabalho no ciclo.

Popli, Rodgers e Eveloy (2013) estudaram dois casos de resfriamento de ar na entrada de um ciclo a gás, método termodinâmico já conhecido da literatura, visando o aumento da eficiência do ciclo e uma maior geração de energia elétrica. O ar foi submetido a dois tipos de

resfriamento: evaporativo e utilizando um sistema de refrigeração por absorção (SRA). Os resultados mostraram um aumento de 3,7% na eficiência energética do ciclo para uma variação de temperatura de 45°C utilizando o SRA, enquanto o resfriamento evaporativo diminuía a temperatura em 5°C, aumentando em 0,4% o rendimento. A potência líquida aumentou 2 MW com o SRA, o que significou 28,6% a mais de energia gerada.

Alhazmy e Najjar (2004) estudaram ciclos a gás com resfriamento evaporativo na entrada, e observaram que esse tipo de resfriamento é limitado pelas condições ambientes, sendo seu uso mais adequado em climas quentes e secos. Porém, ainda é vantajoso por ser um procedimento de baixo custo de instalação e manutenção.

Tendo em vista esse processo termodinâmico que busca diminuir a temperatura do ar na entrada do ciclo a gás, estudos que relacionam quantitativamente essa variável com a eficiência térmica do ciclo e sua potência gerada são de grande interesse.

1.1 OBJETIVO

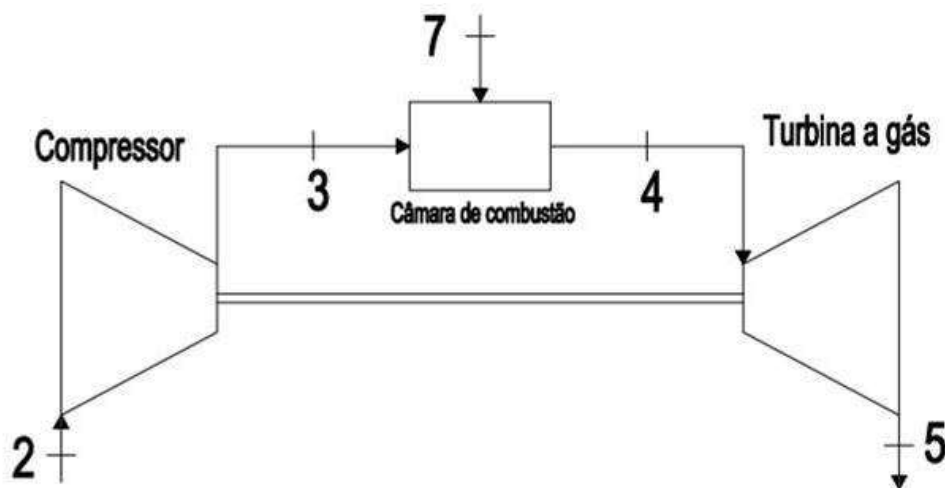
O objetivo do presente trabalho é modelar e simular o ciclo a gás com resfriamento de ar na entrada para analisar dos parâmetros gerais do mesmo, como potência líquida gerada e eficiência energética, utilizando resfriamento evaporativo e um sistema de refrigeração por absorção, separadamente e em conjunto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CICLO A GÁS

O ciclo a gás foi proposto por George Brayton no final do século XIX. Sua formulação, inicialmente, visava a criação de um motor alternativo. Atualmente, é apenas usado em turbinas a gás para a geração de energia elétrica e em ciclos de propulsão a jato (ÇENGEL; BOLES, 2013). Algumas adaptações se deram ao longo dos anos para que sua potência gerada fosse satisfatória ao ponto de viabilizar seu projeto financeiramente. Os grandes avanços se deram, principalmente, ao aumento da temperatura máxima no ciclo, que é limitado pela resistência dos materiais à altas temperaturas (LORA; NASCIMENTO, 2004). A Figura 2 ilustra o ciclo a gás básico utilizado atualmente.

Figura 2 - Ciclo a gás.



Fonte: autoria própria

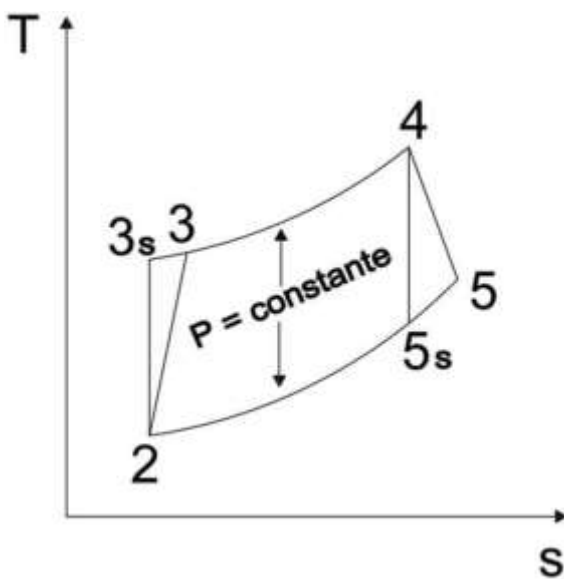
No ponto 2, o fluido de trabalho entra no compressor e é comprimido até o ponto 3, onde entra na câmara de combustão a alta pressão. O ponto 7 representa a entrada de combustível para a queima dentro da câmara, da qual gases provenientes da combustão saem pelo ponto 4 com a máxima temperatura do ciclo e entram na turbina a gás, onde são expandidos. O ponto 5 representa a saída dos gases de exaustão da turbina, que possuem alta temperatura.

O ciclo a gás ideal possui uma compressão isentrópica (2-3), seguido de uma adição de calor a pressão constante (3-4) e, na turbina, os gases expandem sem variar sua entropia (4-5) (ÇENGEL, BOLES, 2013).

O diagrama que relaciona a temperatura e a entropia nos pontos do ciclo está ilustrado a seguir pela Figura 3, de modo que os pontos com subscrito s representam aqueles que satisfazem o ciclo ideal, cuja entropia é constante nos processos descritos acima, enquanto os pontos sem subscrito satisfazem o ciclo real.

As equações de cada componente do ciclo são encontradas aplicando-se os balanços de massa e energia nos mesmos. A Tabela 1 relaciona cada um dos componentes e seu respectivo equacionamento.

Figura 3 - Diagrama T-s para o ciclo a gás.



Fonte: autoria própria.

Tabela 1 - Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a gás.

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Compressor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2$
Câmara de combustão	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_7$ $Q_{\text{comb}} = \dot{m}_7 \cdot \text{PCI}$
Turbina	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{W}_{\text{tg}} = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5$

Fonte: autoria própria.

A potência líquida do ciclo, que é efetivamente a energia líquida que pode ser consumida externamente ao ciclo, é a potência produzida pela turbina descontando-se a potência requerida para o funcionamento do compressor, segundo a Equação (1).

$$\dot{W}_{\text{liq}} = \dot{W}_{\text{tg}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (1)$$

A eficiência térmica do ciclo pode ser, então, calculada através da Equação (2).

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{Q_{\text{comb}}} \quad (2)$$

Através da Equação (2) é possível observar que a eficiência do ciclo é diretamente proporcional à potência líquida gerada, e é inversamente proporcional ao calor cedido pelo combustível. Assim, é necessário aumentar a potência líquida e/ou diminuir a vazão de combustível gasta no ciclo a fim de aumentar-se a eficiência térmica.

Além de aumentar a vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo a gás, o resfriamento diminui a temperatura mínima do ciclo. Em termos de máquinas térmicas que operam no ciclo ideal reversível de Carnot, a eficiência é avaliada pela Equação (3). É possível se notar que quanto menor a temperatura T_L , que é a temperatura mínima no ciclo, maior a eficiência alcançada.

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (3)$$

Najjar e Abubaker (2015) modelaram ciclos a gás com resfriamento na entrada através de sistemas de refrigeração por compressão e absorção combinados com resfriamento evaporativo. Esses autores observaram que a menor temperatura do ar implicou em uma maior vazão de combustível e, conseqüentemente, uma maior troca de calor na câmara de combustão. Porém, notou-se que os valores de potência líquida do ciclo aumentaram, em valores percentuais, de modo que a eficiência térmica também aumentou.

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Toda transferência de calor na natureza é feita no sentido da maior temperatura para a menor. Qualquer processo inverso não é espontâneo. Se for requerido que um meio frio seja resfriado, é necessário o uso de um sistema de refrigeração (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Um sistema de refrigeração é um dispositivo cíclico, que tem um refrigerante como fluido de trabalho. Ele pode ser acionado de duas formas: através de energia elétrica ou térmica.

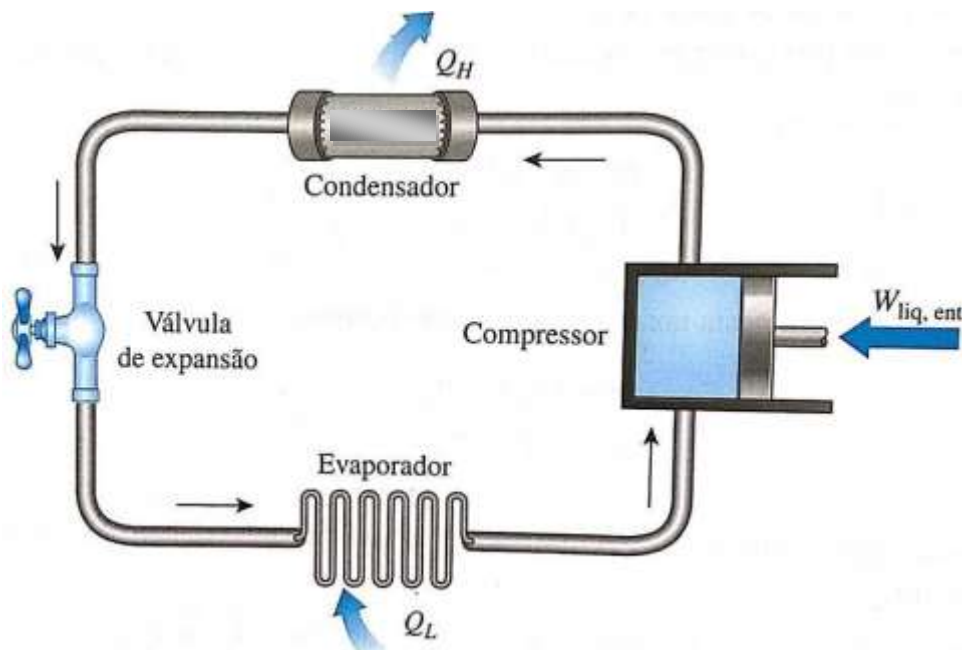
2.2.1 Sistema de refrigeração por compressão

O sistema de refrigeração mais usado, atualmente, é aquele por compressão, que possui quatro componentes principais: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador (ÇENGEL; BOLES, 2013), conforme ilustrado na Figura 4.

Nesse sistema, o compressor é acionado por energia elétrica e comprime o refrigerante, que entra na fase gasosa, até a pressão de trabalho do condensador, onde se resfria e cede calor ao ambiente (Q_H). Na válvula de expansão, o fluido refrigerante tem uma queda em sua pressão e temperatura e vai para o evaporador, onde muda de fase e, para isso, retira calor do meio (Q_L).

O posicionamento do evaporador e do condensador, que são os dois componentes nos quais há troca de calor, vai definir se o sistema cede ou retira calor do meio. O meio no qual se encontra o evaporador é resfriado, enquanto aquele no qual se encontra o condensador é aquecido.

Figura 4 - Sistema de refrigeração por compressão.



Fonte: adaptado de Çengel; Boles (2013)

Ao realizar a modelagem e simulação do ciclo a gás com resfriamento de ar na entrada através da refrigeração por compressão, é necessário retirar o valor da potência consumida pelo compressor do ciclo de refrigeração, juntamente com aquela consumida pelo compressor do próprio ciclo a gás. Isso significa um menor valor para a potência líquida comparada àquela com resfriamento sem a utilização de energia elétrica.

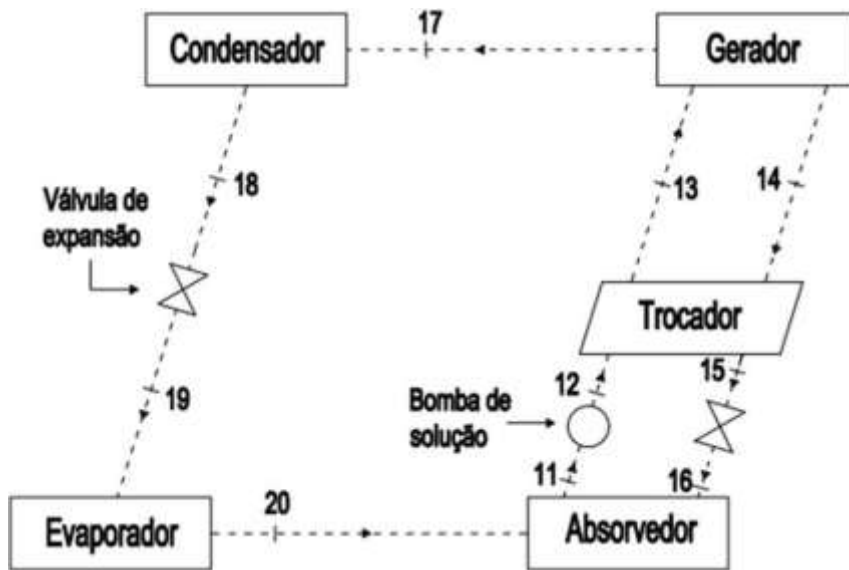
Para medir qualitativamente a quantidade de calor retirada pelo evaporador em relação à potência requerida pelo compressor, pode-se calcular o coeficiente de *performance* do ciclo, o COP. Esse parâmetro varia entre 3,8 e 6,2 para condicionadores de ar encontrados no mercado, mas pode ter valores menores, dependendo de sua aplicação (ÇENGEL; BOLES, 2013).

2.2.2 Sistema de refrigeração por absorção

Apesar de ter um custo inicial mais elevado em comparação ao ciclo por compressão, a refrigeração por absorção é uma alternativa que se faz econômica por utilizar calor como principal fonte energética, reduzindo a demanda por energia elétrica (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Nesse ciclo, circula uma solução binária, composta por um fluido refrigerante e um absorvente¹. No gerador, parte do fluido refrigerante da solução evapora graças ao calor que entra no equipamento, fazendo com que aconteça uma divisão dos fluidos. O fluido refrigerante evaporado passa pelo condensador, onde rejeita calor ao ambiente e condensa. Seguidamente, ele passa por uma válvula de expansão que diminui sua pressão e temperatura antes de entrar no evaporador, onde, por estar à baixa pressão, troca de fase, retirando calor do ambiente para esse processo. Ao evaporar, o fluido refrigerante se junta à solução fraca no absorvedor, componente no qual também há rejeição de calor ao ambiente. Em seguida, a solução, agora forte, devido à maior concentração de fluido refrigerante, é bombeada para o gerador, passando antes por um trocador de calor e aquecendo-se. Do evaporador, onde novamente torna-se fraca, a solução passa pelo trocador de calor, para que rejeite calor à solução forte, e vai até o absorvedor, onde recebe o vapor do evaporador (PRASARTKAEW, 2014). A Figura 5 ilustra o ciclo descrito.

Figura 5 - Sistema de refrigeração por absorção.



Fonte: autoria própria

O sistema mostrado na figura 5 é chamado de simples-efeito, pois conta somente com um gerador. Sistemas com dois e três geradores também podem ser produzidos, e são chamados, respectivamente, de duplo- e triplo-efeito (PRASARTKAEW, 2014).

O calor que aciona o ciclo através do gerador pode ser proveniente de queima de combustível dentro do próprio ciclo ou de fontes externas, como aproveitamento da energia solar e calor de outros processos que podem ser reaproveitados.

As válvulas de expansão do ciclo expandem o fluido em um processo isentálpico (ÇENGEL; BOLES, 2013), como é possível observar na Tabela 2, na qual estão representadas as equações dos balanços de massa e energia em cada componente do sistema de refrigeração por absorção (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996).

Enquanto o COP do sistema de refrigeração por compressão é sempre maior que 1, esse parâmetro analisado no SRA de simples-efeito é menor que a unidade (LORA; NASCIMENTO, 2004). Uma vez que a fonte de alimentação do sistema é térmica, é natural que sua retirada de calor nunca seja maior que a quantidade de entrada. No mercado, são encontrados SRAs de simples-efeito com COPs na faixa de 0,3 a 0,7, aproximadamente (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013).

Tabela 2 - Balanços de massa e energia em cada componente do SRA.

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Gerador	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17}$ $\dot{m}_{13} * z_{13} = \dot{m}_{14} * z_{14}$ $Q_{ger} = \dot{m}_{14} * h_{14} + \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{13} * h_{13}$
Condensador	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$ $Q_{cond} = \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{18} * h_{18}$
Evaporador	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$ $Q_{evap} = \dot{m}_{20} * h_{20} - \dot{m}_{19} * h_{19}$
Absorvedor	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{16}$ $\dot{m}_{11} * z_{11} = \dot{m}_{16} * z_{16}$ $Q_{abs} = \dot{m}_{20} * h_{20} + \dot{m}_{16} * h_{16} - \dot{m}_{11} * h_{11}$
Trocador de calor	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$
Bomba de solução	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{11} * v_{11} * (P_{12} - P_{11}) / \eta_{bomba}$
Válvulas de expansão	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \text{ e } \dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ $h_{15} = h_{16} \text{ e } h_{18} = h_{19}$

Fonte: adaptado de Herold; Radermacher; Klein (1996)

2.2.2.1 Misturas binárias disponíveis para o SRA

A eficiência do sistema de refrigeração por absorção em máquinas reais é ligada também a escolha do fluido de trabalho para o ciclo (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996). Na literatura, aproximadamente 40 tipos de fluidos refrigerantes são listados. Porém, a maioria dos sistemas utiliza solução de água e amônia (H₂O-NH₃) ou água e brometo de lítio (H₂O-LiBr) (POPLO; RODGERS; EVELOY, 2013). Essa convergência deve-se às propriedades das substâncias apresentadas. Tanto o brometo de lítio quanto a amônia possuem grande calor latente. A água não cristaliza nos pontos termodinâmicos de trabalho do ciclo, o que viabiliza seu uso como absorvente (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996). A tabela 3 lista algumas propriedades importantes das soluções apresentadas.

Tabela 3 - Propriedades de fluidos de trabalho do SRA.

Propriedade	Água-amônia	Água-brometo de lítio
Alto calor latente	Bom	Excelente
Pressão de vapor	Muito alta	Muito baixa
Baixa temperatura de congelamento	Excelente	Aplicações limitadas
Baixa viscosidade	Bom	Bom
Baixa toxicidade	Ruim	Bom
Afinidade com a água	Bom	Bom

Fonte: adaptado de Herold; Radermacher; Klein (1996)

A baixa temperatura de congelamento da amônia é uma boa característica refrigerante, visto que pode ser usada para refrigerações que atinjam temperaturas mais baixas que o brometo de lítio (LiBr). Em geral, o LiBr é usado para resfriamentos acima de 0°C (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996). Entretanto, a amônia possui uma alta volatilidade, que faz com que sua pressão de vapor seja muito alta comparada a outros fluidos. Conseqüentemente, o projeto do sistema de refrigeração tende a usar materiais mais caros que resistam a maiores pressões. Além disso, a amônia possui alta toxicidade, o que aumenta ainda mais o coeficiente de segurança usado no projeto, encarecendo-o (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013).

Ambas as substâncias analisadas na tabela 3 possuem baixa viscosidade e boa afinidade com a água, o que os coloca no patamar de boas opções para a mistura binária. É importante essa solubilidade em água para diferentes condições de temperatura, concentração e pressão, já que a solução tem adição e retirada constante do fluido refrigerante no gerador e absorvedor. Isso justifica a razão pela qual a maioria dos estudos que contenha refrigeração por absorção trabalha com essas duas possibilidades de misturas.

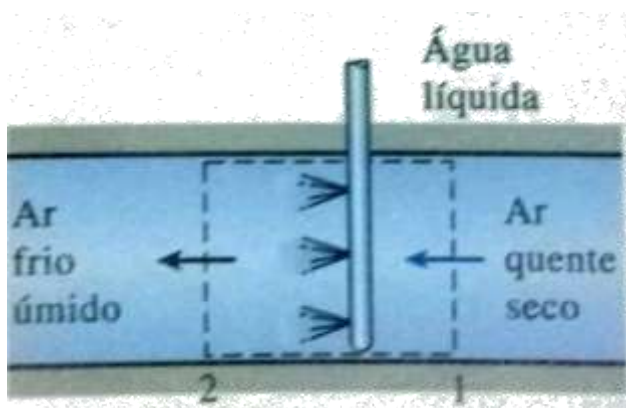
2.3 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O resfriamento evaporativo é considerado o meio de maior custo-benefício para diminuição da temperatura do ar para aumentar a potência líquida e, conseqüentemente, a eficiência térmica do ciclo a gás (KIM et al., 2012). Embora sua aplicação se limite a ambientes quentes e secos, o equipamento tem um custo inicial e operacional baixo, e utiliza apenas água, que evapora e retira calor sensível do ar, sem a necessidade de energia elétrica ou térmica. É um processo parecido com o resfriamento de água em uma jarra porosa.

Gotículas de água se acumulam na superfície da jarra e, ao evaporarem com a passagem de ar, resfriam o restante do líquido.

Em um resfriador evaporativo, o ar quente e seco entra pelo ponto 1 da Figura 6 e, em seguida, água líquida é borrifada em pequenas partículas. Parte da água evapora devido à absorção de calor do ar quente. Conseqüentemente, sua temperatura diminui e sua umidade relativa aumenta (ÇENGEL; BOLES, 2013). A saída do ar é representada pelo ponto 2 da Figura 6.

Figura 6 - Resfriamento evaporativo.

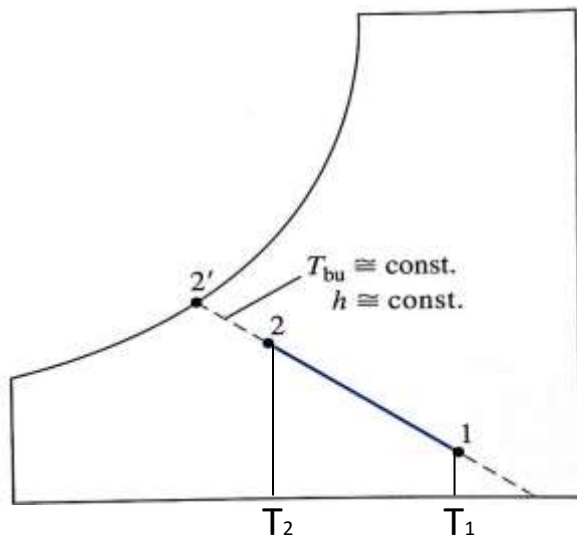


Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013)

A Figura 6 ilustra a situação descrita no resfriador evaporativo. O diagrama psicrométrico da figura 7 mostra uma situação ideal desse procedimento, onde o resfriamento ocorre com entalpia e temperatura de bulbo úmido constantes. O aumento da umidade relativa pode ser visto do ponto 1 para o ponto 2 no diagrama, tendo o ponto 2' a mínima temperatura possível, com uma umidade relativa de 100%.

A Figura 7 ilustra a razão pela qual o resfriamento evaporativo é indicado apenas para climas quentes e secos. Quanto menor a umidade relativa do ar a ser resfriado, maior pode ser o resfriamento, visto que a máxima troca de calor ocorre até a saturação do ar. Quanto maior o valor da umidade relativa, mais perto o ponto de entrada fica do ponto de saída na reta de entalpia e temperatura de bulbo úmido constantes.

Figura 7 - Diagrama psicrométrico para o resfriamento evaporativo.



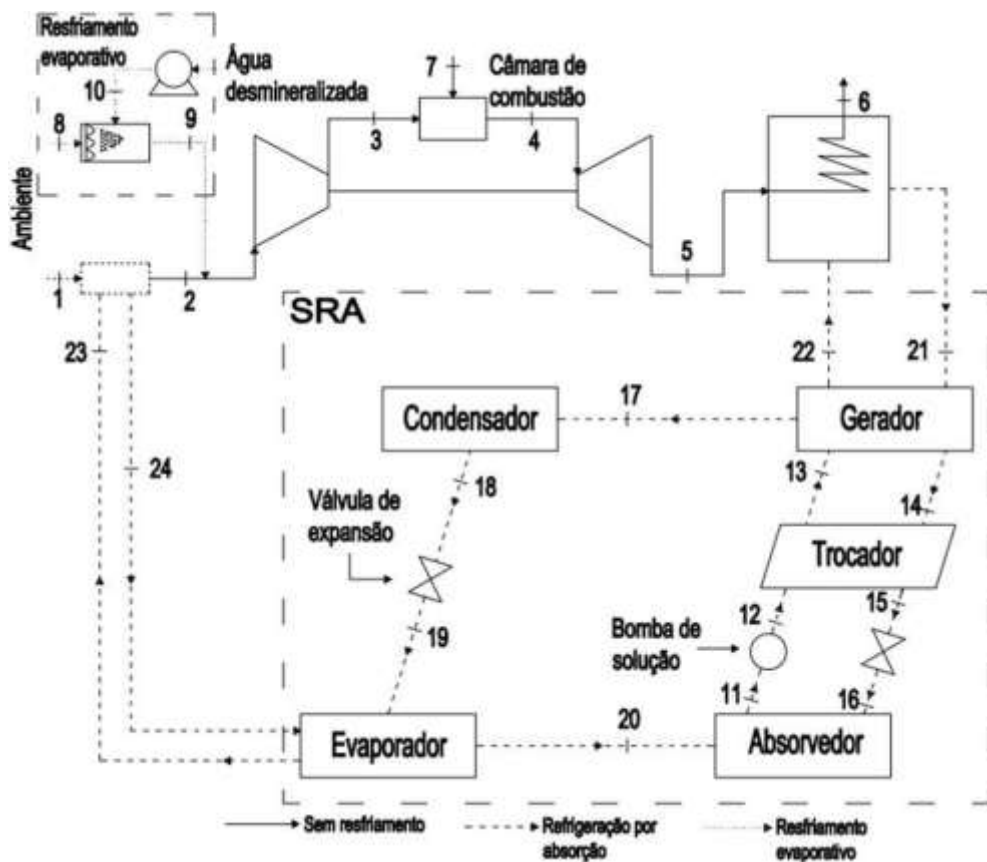
Fonte: adaptado de Çengel; Boles (2013).

3 METODOLOGIA

3.1 CICLO ESTUDADO

Ao juntar-se o ciclo a gás (Figura 2) com os dois tipos de resfriamento de ar na entrada (por absorção e evaporativo, Figuras 5 e 6, respectivamente), foi obtido o ciclo final para análise, o qual está representado na Figura 8. Nela, os dois tipos de resfriamento estão identificados: evaporativo e por absorção.

Figura 8 - Ciclo a gás com resfriamento de ar na entrada.



Fonte: autoria própria

Os gases de exaustão da turbina (ponto 5), como possuem alta temperatura, são uma boa fonte térmica de alimentação do sistema de refrigeração por absorção. Na caldeira de recuperação, esses gases rejeitam calor à água que circula entre os pontos 21 e 22, forçando-a a evaporar. O vapor resultante alimenta o gerador, trocando calor e condensando novamente. Assim, foi utilizada uma energia térmica que, inicialmente, seria desperdiçada.

Do ponto 1 ao 2 é feito um resfriamento do ar ambiente através da troca de calor com água que sai fria do evaporador, devido à troca de calor com o fluido de trabalho que muda de fase, e é transportada por tubos entre os pontos 23 e 24.

No ponto 10, água desmineralizada sai da bomba, sendo borrifada entre os pontos 8 e 9, para que o resfriamento evaporativo aconteça.

No ciclo a gás, o ponto 7 representa a entrada de combustível que será queimado na câmara de combustão.

3.2 DADOS ASSUMIDOS NO PROJETO

Para o estudo da modelagem e simulação do ciclo proposto, foi necessário fazer algumas considerações iniciais, que são listadas a seguir.

3.2.1 Ciclo a gás

Foi assumido, para o ar ambiente, pressão de 101,3 kPa, calor específico de 1 (kJ/kgK) e relação de calores específicos de 1,4 (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Tomando-se como base o mercado de compressores, a relação de pressão adotada no projeto é de 13 e o diâmetro de sucção do compressor é de 0,76m. A eficiência isentrópica foi fixada em 83%. Visto que Popli, Rodgers e Eveloy (2013) estudaram um ciclo com vazão de gases de exaustão fixada em 45 kg/s, a velocidade de entrada de ar no compressor foi estimada em 80 m/s. A formação de condensado depois da compressão foi estimada em 15%, visto que o esperado é um valor pouco maior do que 10% (KIM et al., 2012).

Para a câmara de combustão, foi assumido um valor de eficiência de 90% e uma queda de pressão de 5%, para que se aproxime dos valores reais. O combustível utilizado na queima é o gás natural, cujo poder calorífico inferior vale 50000 kJ/kg.

As entalpias dos pontos 4 e 5 que, depois da combustão são gases de exaustão, foram analisadas como se fossem ar, já que isso não implica em erros consideráveis (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A turbina a gás estudada tem eficiência isentrópica de 87% (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013). A temperatura de saída dos gases de exaustão (ponto 5) é tabelada e varia conforme o modelo da turbina. Nesse projeto, foi adotado um valor dentro da faixa real de catálogos de 450°C.

Para a caldeira de recuperação, foi estimado um valor de eficiência de 85%, uma variação de temperatura de *pinch point* de 20°C e temperatura de chaminé de 150°C.

No caso da simulação com os dois tipos de resfriamento, foi considerado que a vazão mássica de ar nos pontos 2 e 9 são iguais.

3.2.1 Resfriamento evaporativo

Através do ponto 8 passa ar com as condições pré-estabelecidas do ambiente. Kim et al. (2012) estudaram o resfriamento evaporativo do ar na entrada do ciclo a gás e conseguiram, variando os parâmetros do estudo, identificar uma diminuição de até 49% da temperatura inicial. Sendo assim, foi coerentemente escolhido um valor de 30% de resfriamento do ar na entrada do compressor com esse método.

Para a umidade relativa do ar na saída do resfriamento evaporativo (ponto 9), foram adotados diferentes valores, dependendo do ambiente: para 20% ambiente, considerou-se a saída com 65%; para 35% ambiente, considerou-se a saída com 80%; e para 50% ambiente, considerou-se saída com 95%.

3.2.1 Sistema de refrigeração por absorção

Antes de serem fixados alguns parâmetros, é importante escolher o refrigerante que será usado no ciclo, visto que algumas variáveis como pressão e concentração são diferentes para cada fluido.

3.2.1.1 Escolha da mistura binária

Na Tabela 3 são apresentadas algumas características de duas substâncias que são habitualmente usadas, juntamente com a água, como misturas binárias em ciclos de refrigeração por absorção: amônia e brometo de lítio.

Como as temperaturas de resfriamento requeridas são maiores que 0°C, a escolha do brometo de lítio se mostra mais coerente.

Além disso, como mencionado, os projetos que utilizam amônia como fluido de trabalho tendem a apresentar custos inicial e de operação mais caros, visto que a amônia apresenta alta pressão de vapor e alta toxicidade.

Sendo assim, brometo de lítio será utilizado no presente trabalho.

3.2.1.2 Dados assumidos no SRA

Assim como o ponto 8, o ponto 1, que representa a entrada do ar antes do resfriamento pelo SRA, apresenta condições ambientes.

Popli, Rodgers e Evely (2013) apresentaram em seus resultados um resfriamento utilizando o sistema de refrigeração por absorção muito maior que o método evaporativo. Em sua simulação foi utilizada uma diminuição de temperatura de 82% com o SRA, a uma temperatura ambiente de 55°C. Assim, foi adotado, nesse presente estudo, uma temperatura no ponto 2 com um valor 50% menor que no ponto 1, para que os valores sejam mais próximos da realidade.

Como o processo ocorre através da troca de calor sem mistura, o ar antes e depois do resfriamento por absorção permanece com a mesma umidade absoluta.

O ciclo do SRA opera em duas pressões diferentes, sendo 0,7 kPa no absorvedor e no evaporador, e 7,6 kPa no gerador e no condensador (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013).

O gerador é alimentado por vapor d'água que circula entre os pontos 21 e 22 com uma vazão de 5 kg/s. Porém, a quantidade de calor do gerador não está atrelada à caldeira de recuperação. Isso significa que o gerador precisa, na verdade, de menos vapor, comparado à quantidade gerada através do calor cedido pela caldeira de recuperação. Essa sobra de vapor pode ser ligada à uma turbina a vapor e gerar mais energia, porém não será o foco deste trabalho.

A mistura binária circula do ponto 11 ao 16. Nos pontos 11, 12 e 13, ela é forte (rica em água), e sua concentração é fixada em 0,567 kg (LiBr)/kg (H₂O); enquanto nos pontos 14, 15 e 16 ela é fraca, e sua concentração é de 0,624 kg (LiBr)/kg (H₂O). Esses valores são usuais em sistemas de refrigeração por absorção com brometo de lítio trabalhando como refrigerante (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996).

No trocador de calor, a solução tem um ganho de temperatura do ponto 12 ao 13 de 3,5°C, enquanto a perda ocorre do ponto 14 ao 15, e é fixada em 5°C.

Os estados termodinâmicos assumidos de cada ponto do SRA estão representados na Tabela 4. Nos pontos 23 e 24 circula água, com uma vazão de 25 kg/s, que sai do evaporador a 7°C e resfria o ar entre os pontos 1 e 2.

Tabela 4 - Estados termodinâmicos de cada ponto do SRA.

Ponto	Propriedades assumidas
11	Líquido saturado
12	Líquido comprimido
13	Líquido comprimido
14	Líquido saturado
15	Líquido comprimido
16	Solução bifásica
17	Vapor superaquecido
18	Líquido saturado
19	Água bifásica
20	Vapor saturado
21	Vapor saturado
22	Líquido saturado
23	Líquido comprimido
24	Líquido comprimido

Fonte: adaptado de Popli; Rodgers; Eveloy, (2013)

3.3 EQUACIONAMENTO

Todos os cálculos deste estudo foram realizados com o software *Engineering Equation Solver* (EES), o qual possui uma biblioteca de parâmetros termodinâmicos para vários tipos de fluido.

3.3.1 Ciclo a gás

A tabela 1 fornece os balanços de massa e energia de cada equipamento do conjunto a gás que foram usados no equacionamento.

A área de sucção do compressor é calculada a partir do diâmetro de entrada, conforme a Equação (4).

$$A_{\text{comp}} = \frac{\pi * D_{\text{comp}}^2}{4} \quad (4)$$

O cálculo da vazão mássica do ciclo é possível, uma vez que os parâmetros de entrada do compressor são conhecidos, conforme Equação (5).

$$\dot{m}_3 = \rho_{ar} * V_{comp} * A_{comp} \quad (5)$$

As equações (6) e (7) relacionam as temperaturas no ciclo (BALESTIERI, 2015). É importante verificar que, no ponto 3, a temperatura aumenta consideravelmente devido à compressão; enquanto no ponto 5, a temperatura cai em razão da expansão sofrida pelos gases. Essa análise é coerente com o diagrama T-s da Figura 3.

$$T_3 = T_2 * \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp}} * \left[\Gamma p_{comp}^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

$$T_5 = T_4 * \left\{ 1 - \eta_{tg} * \left[1 - \left(\frac{1}{\Gamma p_{comp}} \right)^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} \right] \right\} \quad (7)$$

No ciclo ideal, todo o calor da queima do combustível na câmara de combustão é trocado com ar. Porém, como foi adotado um rendimento da câmara de 90%, o calor rejeitado é representado pela Equação (8).

$$Q_{comb} = \dot{m}_7 * PCI * \eta_{cc} \quad (8)$$

Essa mesma quantidade é recebida pelo ar, conforme a Equação (9).

$$Q_{comb} = \dot{m}_4 * h_4 - \dot{m}_3 * h_3 \quad (9)$$

Na caldeira de recuperação acontece a troca de calor entre os gases de exaustão e a água de alimentação do gerador. O calor gerado no equipamento devido aos gases é formulado com a Equação (10).

$$Q_{cr} = \dot{m}_5 * c_{p_{ge}} * (T_5 - T_6) \quad (10)$$

A água recebe uma quantidade menor que a gerada, devido ao rendimento da caldeira de recuperação.

$$Q_{\text{vapor}} = Q_{\text{cr}} * \eta_{\text{cr}} \quad (11)$$

sendo essa quantidade de calor podendo ser calculada pela Equação (12).

$$Q_{\text{vapor}} = \dot{m}_{21} * h_{21} - \dot{m}_{22} * h_{22} \quad (12)$$

A temperatura do ponto 6 é calculada através da Equação (13).

$$T_6 = T_5 + (T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{pp}} - T_5) * \left(\frac{Q_{\text{ge}}}{Q_{\text{Ls}}} \right) \quad (13)$$

sendo T_{sat} a temperatura de saturação da água na pressão do vapor gerado (ponto 21) e Q_{ge} e Q_{L} representados pelas Equações (14) e (15), respectivamente.

$$Q_{\text{ge}} = \dot{m}_5 * c_{p_{\text{ge}}} * (T_5 - T_{\text{ch}}) \quad (14)$$

$$Q_{\text{Ls}} = \dot{m}_{21} * (h_{21} - h_{\text{Ls}}) \quad (15)$$

Além do rendimento do ciclo, representado pela equação (2), é importante calcular o a porcentagem de potência requerida pelo compressor em relação àquela que a turbina produz. Para tanto, é utilizada a Equação (16).

$$\beta = \frac{W_{\text{comp}}}{W_{\text{tg}}} \quad (16)$$

3.3.2 Sistema de refrigeração por absorção

A Tabela 2 fornece os balanços de massa e energia do SRA, que foram também usados no equacionamento.

Além da equação já apresentada na tabela 2 do trabalho da bomba, outra maneira de calculá-lo é pela Equação (17).

$$W_{\text{bomba}} = \dot{m}_{12} * h_{12} - \dot{m}_{11} * h_{11} \quad (17)$$

O COP do ciclo é calculado pela Equação (18).

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{ger}}} \quad (18)$$

O balanço de energia aplicado no SRA e representado pela Equação (19) tem, necessariamente, de ser respeitado.

$$Q_{\text{ger}} + Q_{\text{evap}} - Q_{\text{abs}} - Q_{\text{cond}} + W_{\text{bomba}} = 0 \quad (19)$$

A eficiência do trocador de calor utilizado no SRA é representada pela equação (20).

$$\eta_{\text{tc}} = \frac{\dot{m}_{13} * h_{13} - \dot{m}_{12} * h_{12}}{\dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{15} * h_{15}} \quad (20)$$

É considerado que todo o calor do evaporador é transferido para o resfriamento de ar entre os pontos 1 e 2. Portanto,

$$Q_{\text{ref}} = Q_{\text{evap}} \quad (21)$$

Sendo

$$Q_{\text{ref}} = \dot{m}_1 * h_1 - \dot{m}_2 * h_2 \quad (22)$$

3.3.3 Resfriamento evaporativo

A conservação da massa de água no resfriador é apresentada na Equação (23).

$$\dot{m}_8 * w_8 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 * w_9 \quad (23)$$

A massa de água no ponto 10 é calculada pela Equação (24)

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 * (w_9 - w_8) \quad (24)$$

A taxa de calor retirada do ar no processo de resfriamento evaporativo é calculada pela Equação (25).

$$Q_{\text{resf}} = \dot{m}_8 * h_8 - \dot{m}_9 * h_9 \quad (25)$$

4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados da simulação no EES foram analisados para diferentes tipos de umidade relativa do ar e pressão ambiente. Essa variação é importante para observar o comportamento do ciclo em diferentes condições, validando, assim, o presente trabalho para diversas regiões. Primeiramente, foram simuladas condições ambientes de 35°C e umidade relativa de 20%, que são comumente encontradas em aplicações reais. A seguir, o primeiro parâmetro foi mantido e o outro, variado. As Tabelas 5-7 apresentam os dados dessas simulações.

Tabela 5 - Resultados da primeira simulação com umidade relativa ambiente de 20%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	35	35	35	35
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	35	24,5	17,5	21
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	36,35	36,79	37,35	38,05
β	60,25	58,17	56,45	56,19
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	11429	12458	13289	13207
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	28749	29784	30515	30145
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17320	17325	17226	16938
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,2381	-	0,1204
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6288	0,6773	0,7116	0,6942
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	41,54	43,01	44,05	43,52

Fonte: Autoria própria

Tabela 6 - Resultados da primeira simulação com umidade relativa ambiente de 35%

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	35	35	35	35
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	35	24,5	17,5	21
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	36,15	36,69	37,19	37,50
β	60,47	58,28	56,64	56,82
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	11366	12425	13231	13016
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	28749	29784	30515	30145
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17384	17359	17284	17129
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,1355	-	0,0686
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6288	0,6773	0,7116	0,6942
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	41,54	43,01	44,05	43,52

Fonte: Autoria própria

Tabela 7 - Resultados da primeira simulação com umidade relativa ambiente de 50%

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	35	35	35	35
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	35	24,5	17,5	21
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	35,94	36,59	37,02	36,93
β	60,69	58,40	56,83	57,47
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	11301	12391	13172	12820
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	28749	29748	30515	30145
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17448	17393	17343	17325
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,030	-	0,015
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6288	0,6773	0,7116	0,6942
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	41,54	43,01	44,05	43,52

Fonte: Autoria própria

As Tabelas 8-10 apresentam as simulações para temperatura do ar ambiente a 20°C, variando-se, novamente, a umidade relativa do ar ambiente.

Tabela 8 - Resultados da segunda simulação com umidade relativa ambiente de 20%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	20	20	20	20
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	20	14	10	12
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	37,35	37,55	37,84	38,29
β	56,84	55,68	54,71	54,48
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	13056	13693	14195	14163
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	30250	30895	31340	31116
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17194	17202	17145	16953
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,1588	-	0,0800
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6991	0,7293	0,7502	0,7397
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	43,67	44,59	45,22	44,90

Fonte: Autoria própria

Tabela 9 - Resultados da segunda simulação com umidade relativa ambiente de 35%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	20	20	20	20
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	20	14	10	12
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	37,28	37,50	37,78	38,13
β	56,92	55,73	54,78	54,68
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	13032	13677	14172	14102
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	30250	30895	31340	31116
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17218	17218	17167	17014
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,1287	-	0,0648
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6991	0,7293	0,7502	0,7397
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	43,67	44,59	45,22	44,90

Fonte: Autoria própria

Tabela 10 - Resultados da segunda simulação com umidade relativa ambiente de 50%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	20	20	20	20
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	20	14	10	12
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	37,21	37,46	37,72	37,96
β	57,00	55,78	54,85	54,88
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	13008	13660	14149	14040
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	30250	30895	31340	31116
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17242	17234	17190	17076
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,09823	-	0,0495
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,6991	0,7293	0,7502	0,7397
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	43,67	44,59	45,22	44,90

Fonte: Autoria própria

As Tabelas 11-13 apresentam as simulações feitas com temperatura do ar ambiente de 45°C e umidade relativa do ar ambiente variável.

Tabela 11 - Resultados da terceira simulação com umidade relativa ambiente de 20%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	45	45	45	45
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	45	31,5	22,5	27
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	35,47	36,13	36,92	37,81
β	62,67	59,96	57,72	57,40
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	10389	11645	12681	12579
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	27828	29086	29989	29531
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17439	17441	17308	16952
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,2949	-	0,1497
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,5857	0,6446	0,6869	0,6654
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	40,23	42,02	43,30	42,65

Fonte: Autoria própria

Tabela 12 - Resultados da terceira simulação com umidade relativa ambiente de 35%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	45	45	45	45
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	45	31,5	22,5	27
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	35,08	35,96	36,62	36,71
β	63,08	60,15	58,06	58,64
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	10274	11592	12577	12214
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	27828	29086	29989	29531
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17554	17495	17412	17317
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,0950	-	0,0482
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,5857	0,6446	0,6869	0,6654
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	40,23	42,02	43,30	42,65

Fonte: Autoria própria

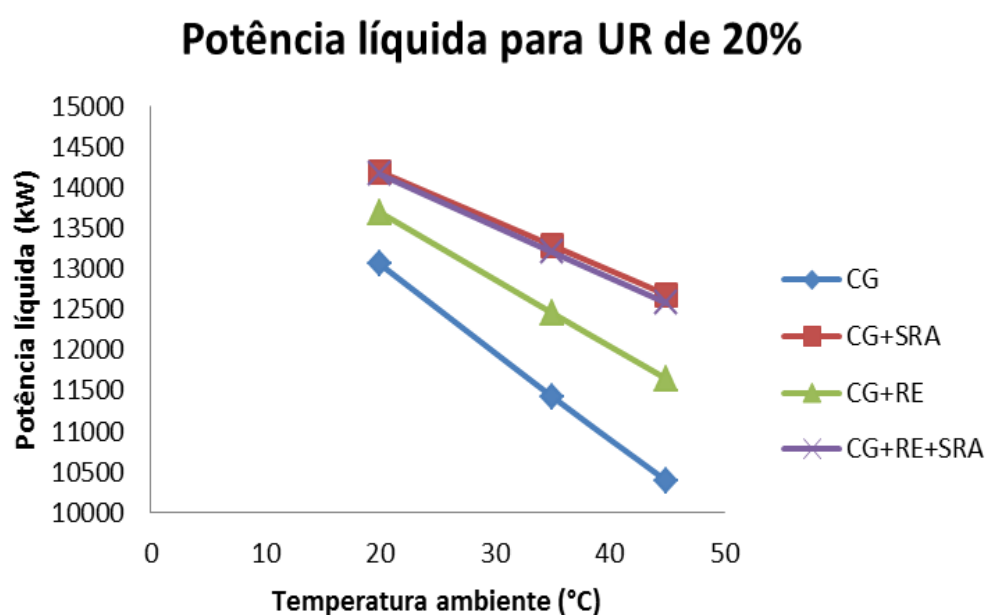
Tabela 13 - Resultados da terceira simulação com umidade relativa ambiente de 50%.

Parâmetros	Ciclo a gás	Ciclo a gás + RE	Ciclo a gás + SRA	Ciclo a gás + RE + SRA
$T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$	45	45	45	45
$T_{\text{entrada}} (^{\circ}\text{C})$	45	31,5	22,5	27
$\eta_{\text{ciclo}} (\%)$	34,68	35,80	36,31	36,14
β	63,51	60,33	58,42	59,28
$\dot{W}_{\text{liq}} (\text{kW})$	10155	11538	12470	12025
$\dot{W}_{\text{tg}} (\text{kW})$	27828	29086	29989	29531
$\dot{W}_{\text{comp}} (\text{kW})$	17673	17548	17519	17506
$\dot{m}_{10} (\text{kg/s})$	-	0,0083	-	0,0042
$\dot{m}_7 (\text{kg/s})$	0,5857	0,6446	0,6869	0,6654
$\dot{m}_3 (\text{kg/s})$	40,23	42,02	43,30	42,65

Fonte: Autoria própria

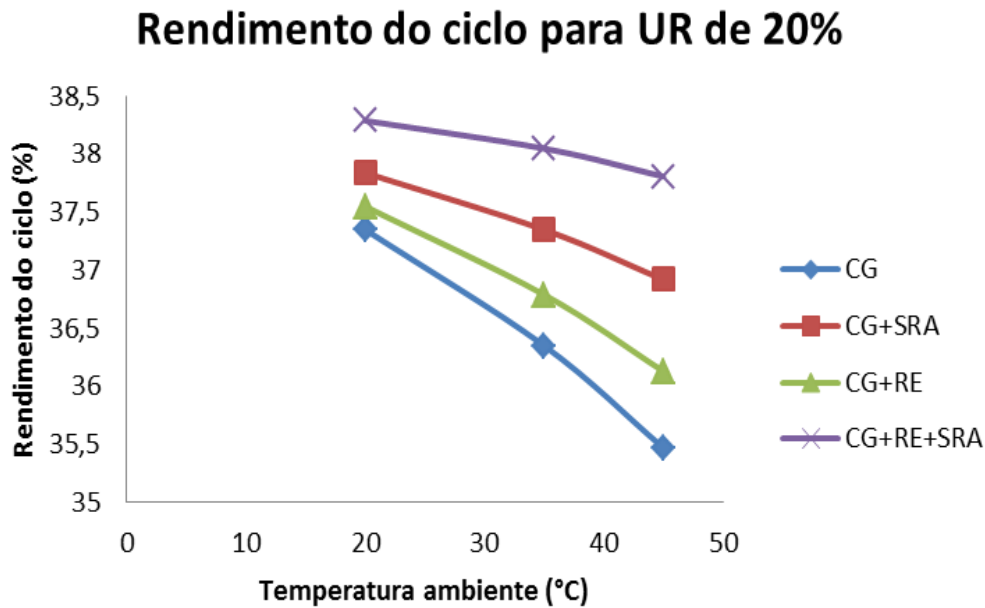
Como parâmetro para avaliação, foram traçadas as curvas com relação ao desempenho para cada configuração do ciclo. As Figuras 9 e 10 apresentam curvas correspondente aos parâmetros calculados com umidade relativa do ar de 20% nas três temperaturas ambientes simuladas.

Figura 9 - Potência gerada no ciclo com umidade relativa do ar de 20%.



Fonte: autoria própria.

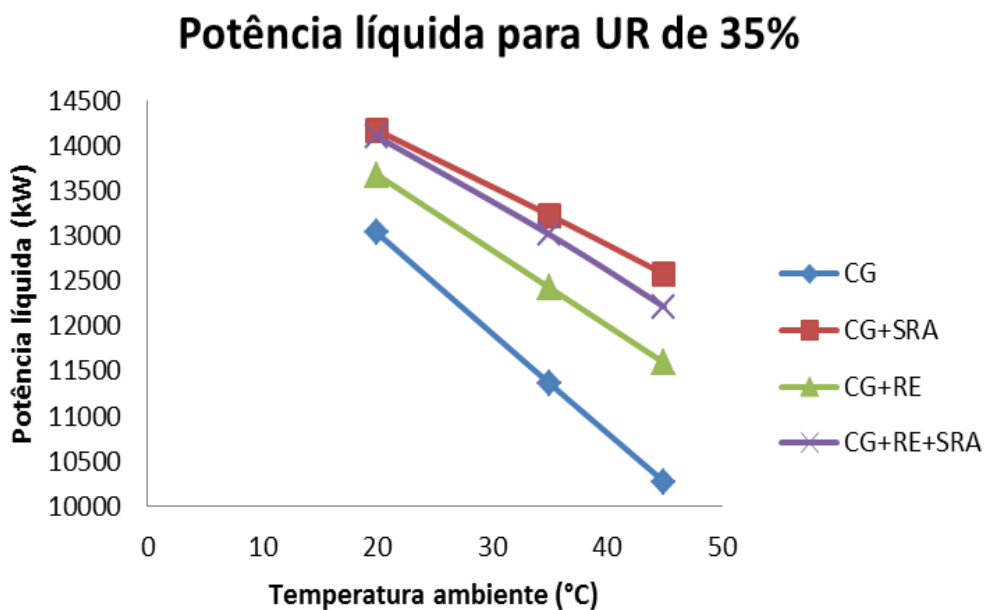
Figura 10 - Rendimento térmico do ciclo com umidade relativa do ar de 20%.



Fonte: autoria própria.

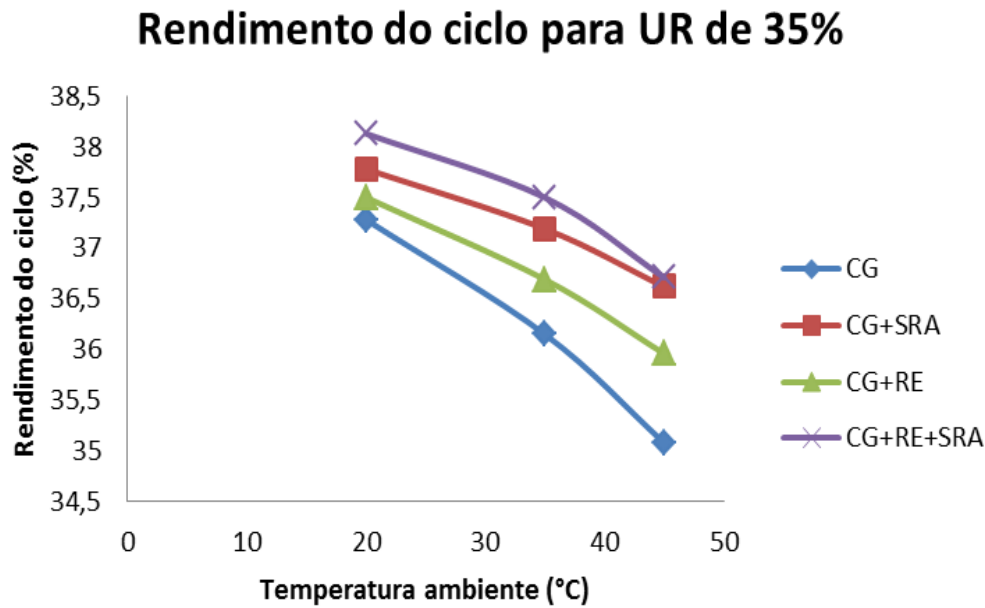
De modo similar, as Figuras 11 e 12 fazem referência aos parâmetros simulados com umidade relativa do ar ambiente de 35%.

Figura 11 - Potência gerada no ciclo com umidade relativa do ar de 35%.



Fonte: autoria própria.

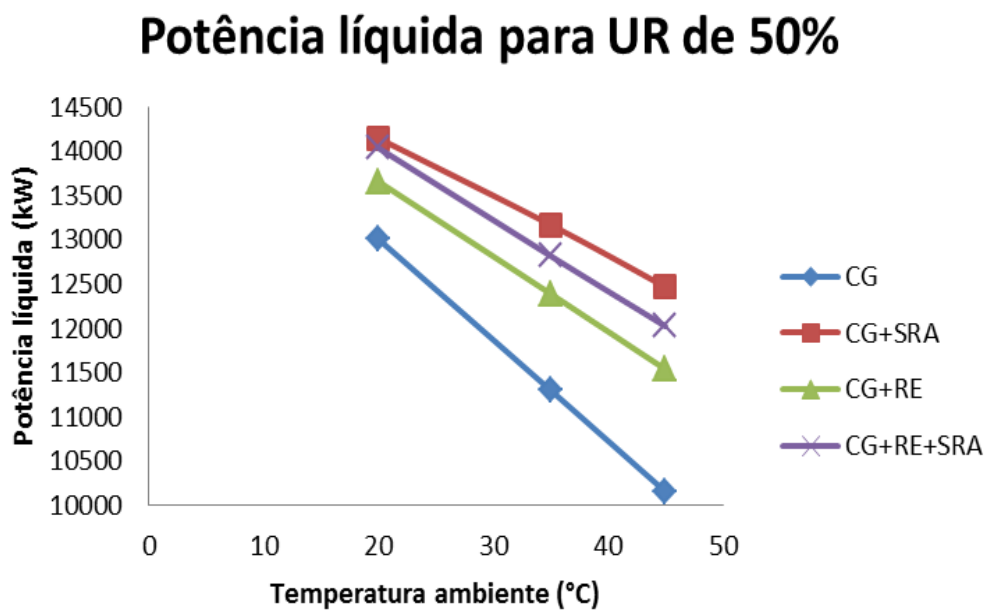
Figura 12 - Rendimento térmico do ciclo com umidade relativa do ar de 35%.



Fonte: autoria própria.

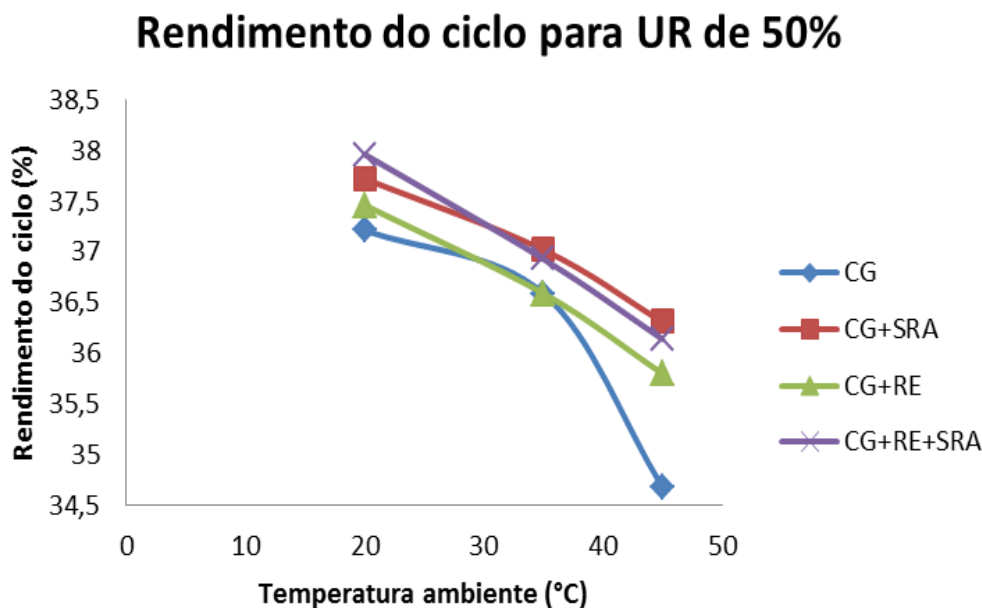
A simulação dos mesmos parâmetros anteriormente descritos com umidade relativa do ar ambiente de 50% está representada pelas Figuras 13 e 14.

Figura 13 - Potência gerada no ciclo com umidade relativa do ar de 50%.



Fonte: autoria própria.

Figura 14 - Rendimento térmico do ciclo com umidade relativa do ar de 50%.



Fonte: autoria própria.

Em todos os casos, qualquer tipo de resfriamento ocasionou um aumento da eficiência térmica do ciclo, bem como da potência líquida gerada.

É possível observar, através das curvas das Figuras 9 – 14, que, conforme a umidade relativa do ar ambiente cresce, torna-se mais viável a utilização do sistema de refrigeração por absorção para realizar o resfriamento do ar na entrada do ciclo a gás. A eficiência térmica decresce com o aumento da umidade relativa em todos os casos, porém em menor quantidade no SRA quando comparado aos outros métodos de resfriamento. Por isso, se torna o meio mais vantajoso.

Analisando-se a potência líquida gerada pelo ciclo, o resfriamento através da utilização de um SRA é, em todos os casos, o mais vantajoso. Isso acontece devido às temperaturas que esse método pode alcançar, menores que o resfriamento evaporativo.

O resfriamento evaporativo, por ser um equipamento de baixo custo de instalação e manutenção, pode ser usado para climas quentes e secos, como era previsto pela literatura (KIM et al., 2012). As simulações mostraram que, quanto maiores as condições de umidade relativa e menores os valores de temperatura, menor o rendimento térmico do ciclo com resfriamento evaporativo, e menor também a potência líquida gerada.

É importante observar também, no caso do resfriamento evaporativo, que a vazão de água que é pulverizada na passagem de ar do ponto 8 ao ponto 9 é uma parcela muito pequena em relação ao ar que entra no ciclo a gás. Ela varia entre 0,009% e 0,700%, sendo o menor

valor apresentado no caso da utilização dos dois métodos de resfriamento nos maiores valores de temperatura e umidade relativa do ar ambiente; enquanto a maior porcentagem é observada no caso de menor umidade relativa ambiente e maior temperatura.

Porém, foi visto que, ao juntar-se os dois métodos, o rendimento do ciclo mostrou-se, em alguns casos, maior que o utilizando apenas o SRA.

Um parâmetro importante para a análise é a relação dos trabalhos do ciclo a gás (β). Esse valor é atrelado ao consumo do compressor em relação à energia gerada pela turbina. Portanto, quanto menor, melhor. O resfriamento de ar na entrada do ciclo diminuiu o valor de β , favorecendo uma maior potência líquida.

Houve um aumento da massa de combustível (\dot{m}_7) com o resfriamento do ar. Isso ocorre devido à fixação da temperatura dos gases de exaustão, pois, para chegar a esse valor, é necessário mais combustível para uma temperatura menor de entrada. Isso já era esperado, devido à análise de estudos anteriores (NAJJAR; ABUBAKER, 2015).

5 CONCLUSÕES

No presente trabalho, foram realizadas análises comparativas entre sistemas de resfriamento do ar de entrada do compressor de ciclos térmicos a gás. Para tanto, foi estruturada uma configuração de ciclo a gás com uso do software Engineering Equation Solver (EES) integrada a um sistema de resfriamento evaporativo e a um sistema de refrigeração por absorção acionado pelo vapor gerado a partir dos gases de exaustão da turbina a gás.

Foram realizadas simulações a partir de diferentes condições de entrada do ar ambiente (em termos de temperatura e umidade relativa) considerando-se as seguintes situações: simulação do ciclo a gás sem resfriamento; simulação do ciclo a gás com resfriamento evaporativo do ar de entrada; simulação do ciclo a gás com resfriamento a partir do emprego de um sistema de absorção; simulação do ciclo a gás com resfriamento evaporativo e do emprego de sistema de resfriamento por absorção integrados.

O resfriamento de ar na entrada do ciclo a gás se mostrou termodinamicamente válido, com os parâmetros analisados sendo coerentes com o esperado. Assim, esse método se confirmou como uma maneira eficaz de aumento da eficiência do ciclo. Com essa técnica, mais energia pode ser gerada com um consumo menor de combustível, sendo, assim, uma alternativa para a alta da demanda energética mundial.

Da análise comparativa entre as simulações realizadas, é recomendada a utilização do sistema de refrigeração por absorção, tanto sozinho quanto dividindo a vazão mássica de ar com o resfriador evaporativo. Porém, se a empresa optar por um método mais simples e de menor valor, é recomendado a instalação de um resfriador evaporativo, principalmente se o clima ambiente for quente e seco.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos que pretendem estudar ciclos a gás com resfriamento de ar na entrada utilizando os mesmos métodos aqui apresentados, fica como sugestão a utilização da sobra de vapor gerado para alimentação do gerador do SRA, que não foi totalmente consumido. Essa vazão pode ser ligada a uma turbina a vapor, gerando, assim, mais energia, e aumentando a potência líquida. Além disso, é interessante que se verifique os valores adotados através de testes presenciais para o ambiente específico que será estudado.

Cabe também uma análise de outros processos que envolvem a utilização da energia térmica dos gases de exaustão, como o ciclo regenerativo, e a posterior comparação com o método de resfriamento, para que o ciclo a gás estudado tenha a maior eficiência possível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALOK, M.; SANJAY. Comparative analysis of inlet air cooling techniques integrated to cooled gas turbine plant. **Journal of the Energy Institute**, v. 88, p. 344-358, 2015.

ANEEL. Energia no Brasil e no mundo. **Atlas de Energia Elétrica no Brasil**. [2009]. p. 39-48.

BALESTIERI, J.A.P. **Ciclos térmicos a gás (parte 2)**. Disponível em: <<http://intranet.feg.unesp.br/aa/material/Perrella/Aulas/4-Ciclo-a-gas-parte-2.pdf>>. Acesso em: 16 out. 2015.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7 ed. Porto Alegre: McGraw-Hill Interamericana, 2013. 1018 p.

HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 1996. 329 p.

KIM, K.H; KO, H.J; KIM, K. BLANCO, H.P. Analysis of water droplet evaporation in gas turbine inlet fogging process. **Applied Thermal Engineering**. v. 33-34, p. 62-69, 2012.

LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R. **Geração Termelétrica**. 1 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 1, 631 p.

NAJJAR, Y.S.H.; ABUBAKER, A.M. Indirect evaporative combined inlet air cooling with gas turbines for green power technology. **International Journal of Refrigeration**. No prelo.

NAJJAR, Y.S.H.; ALHAZMY M.M. Augmentation of gas turbine performance using air coolers. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 415-429, 2004.

POPLI, S.; RODGERS, P.; EVELOY, V. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 918-931, 2013.

PRASARTKAEW, B. Performance test of a small size LiBr-H₂O absorption chiller. **Energy Procedia**. v. 56, p. 487-497, 2014.