

FÁBIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

**MODELAGEM EXERGÉTICA DE CICLOS COMBINADOS COM RESFRIAMENTO DO
AR DE ENTRADA**

FÁBIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

**MODELAGEM EXERGÉTICA DE CICLOS COMBINADOS COM RESFRIAMENTO DO
AR DE ENTRADA**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador (a): Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá - SP
2019

S586m	Silva, Fábio Henrique Rodrigues da Modelagem exergética de ciclos combinados com resfriamento do ar de entrada / Fabio Henrique Rodrigues da – Guaratinguetá, 2020. 83 f : il. Bibliografia: f. 69-73 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2020. Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri 1. Refrigeração. 2. Termoeconomia. 3. Energia elétrica – consumo. I. Título. CDU 621.56(043)
-------	---

Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

FABIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Ivonete Ávila
Coordenadora

BANCA EXAMINADORA:


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


Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP-FEG


Prof. Dr. NESTOR PROENZA PÉREZ
CEFET/RJ

DADOS CURRICULARES

NOME COMPLETO DO AUTOR

NASCIMENTO	28.04.1985 – Taubaté/SP
FILIAÇÃO	João Bosco da Silva Edna Maria Rodrigues da Silva
1999/2002	Ensino Médio Técnico em Eletroeletrônica CTIG – Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá
2008/2016	Graduação em Engenharia Mecânica UNESP- Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

dedico este trabalho
de modo especial, à minha família

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, João e Edna, que sempre estiveram ao meu lado e sempre me trataram com tanto carinho e atenção. Meus eternos professores.

A minha esposa, Elisângela, que acompanhou toda minha carreira acadêmica, praticamente em todos os momentos. Sempre ao meu lado, e em seu melhor jeito de ser. A melhor e mais prazerosa das companhias.

Ao Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri, por ter me aceitado como seu orientado, dispondo de toda ajuda e conhecimento, sempre com muita boa vontade. Possuindo minha mais profunda admiração e respeito. Um mestre incrível, muito além de minhas expectativas.

À THERMAX GLOBAL e THERMAX BRASIL, pelo apoio ao fornecimento de dados e catálogos de equipamentos necessários para realização do estudo.

Finalmente, a tudo e a todos que me ajudaram a estar aqui hoje, em especial todos os professores, que se dedicam em nos transmitir seu conhecimento, tão duramente adquirido.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior- Brasil (CAPES) - código de financiamento 001.

“Tudo o que somos é o resultado do que
pensamos.”

Buda

RESUMO

Os ciclos a gás e combinados se beneficiam em termos de consumo de energia reduzida no compressor pelo uso de técnicas de resfriamento do ar de entrada. A análise exergética é necessária para determinar a melhor forma de resfriamento, considerando as irreversibilidades através da segunda lei da Termodinâmica, e combinando-a com uma análise termoeconômica, pode-se chegar aos custos exergéticos dos diversos fluxos mássicos. Na presente pesquisa é realizada a modelagem exergética e termoeconômica de um ciclo combinado com resfriamento do ar de entrada utilizando-se unidades de resfriamento evaporativo (RE) e sistema de refrigeração por absorção (SRA). A pesquisa envolve diferentes configurações, sendo o caso base sem refrigeração, um caso com sistema de resfriamento evaporativo e outro com sistema de refrigeração por absorção com três fontes de energia térmica (gases de exaustão, vapor de alta pressão e vapor de baixa pressão). O quarto caso consiste na combinação simultânea dos dois tipos de resfriamento mencionados. O software EES é utilizado para a realização pormenorizada das análises termodinâmicas e exergéticas do ciclo nas suas diferentes configurações, e através dos resultados obtidos, é possível realizar a análise termoeconômica, atingindo o valor dos custos envolvidos em cada processo. O objetivo deste estudo é comparar os resultados obtidos com vistas a uma melhor orientação do projeto desses sistemas. Os resultados revelam aumento de eficiência de 1,34 % para o caso que utiliza resfriamento evaporativo, média de 2,7% para o caso que utiliza sistema de refrigeração por absorção e média de 3,6% para o caso que utiliza os dois resfriamentos simultâneos e os custos exergéticos em termos de geração de potência elétrica e térmica na forma de vapor apresentam redução em comparação com o caso base, destacando-se os casos que utilizam gases de exaustão pelo menor custo de produção do fluxo, e em questão de eficiência destaca-se a utilização de vapor de baixa pressão, validando o uso do resfriamento do ar de entrada.

Palavras-chaves: Ciclo combinado. Resfriamento de entrada. Refrigeração por Absorção. Resfriamento evaporativo. Exergia. Termoeconomia.

ABSTRACT

Power gas cycles benefit in terms of reduced power consumption in the compressor by the use of inlet air cooling techniques. An exergetic analysis is necessary to determine the best form of cooling, considering irreversibility through the second law of thermodynamics and combining with a thermoeconomic analysis, one can arrive at the exergetic cost. The present research execute the exergetic and thermoeconomic modeling of a combined cycle with inlet air-cooling, using evaporative cooling units and absorption refrigeration system. The research will involve different configurations, being the base case without cooling, one case with evaporative cooling system (EC), another with absorption refrigeration system (ARS) with different thermal sources (exhaust gases, high-pressure steam and low-pressure steam). The fourth case will be the combination of the two types of cooling mentioned. The software EES will be used for the detailed realization of the thermodynamic and exergetic analyzes of the cycle in its different configurations, and through the obtained results it will be possible to perform the thermoeconomic analysis, reaching the value of the costs involved in each process. The aim of this study is to compare the results obtained with a view to a better design orientation of these systems. The results show an efficiency increase of 1.34% for the case using RE, average of 2.7% for the case using SAR, and average of 3.6% for the case using both simultaneous cooling and the exergetic costs in terms of generation of electric power and thermal in the form of steam present reduction compared to the base case, highlighting the cases that use exhaust gases for the lower cost of flow production, and in terms of efficiency, the use of low pressure steam, validating the use of inlet air cooling.

KEYWORDS: Combined cycle. Inlet air-cooling. Absorption refrigeration system. Evaporative cooling. Exergy. Thermoeconomics.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Consumo mundial em milhões de tonelada equivalente de petróleo.....	17
Figura 2- Consumo de gás natural por região em bilhões de metros cúbicos.....	18
Figura 3- Consumo de gás natural no Brasil.....	18
Figura 4- Condição ISO de conjuntos a gás.....	20
Figura 5- Esquema de geração de energia.....	22
Figura 6. Perdas no processo de transmissão de energia elétrica.....	23
Figura 7 - Ciclo a gás.....	24
Figura 8 - Diagrama T-s para o ciclo a gás.....	25
Figura 9 – Ciclo de Rankine.....	25
Figura 10- Diagrama T-s da água.....	26
Figura 11- Ciclo combinado.....	27
Figura 12 – Mapa de compressor de turbina a gás GE LM2500.....	29
Figura 13 – Resfriamento evaporativo em duto de sucção do conjunto a gás.....	30
Figura 14- Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.....	32
Figura 15 – Caso 1, ciclo combinado com resfriamento evaporativo.....	37
Figura 16– Caso 2, ciclo combinado com SRA, com três tipos de acionamento térmico.....	38
Figura 17 – Caso 3, utilizando os dois tipos de resfriamento simultaneamente.....	39
Figura 18- Volume de controle em regime permanente.....	41
Figura 19 - Máquina Térmica.....	42
Figura 20 – Desigualdade de Clausius.....	43
Figura 21 – Volume de controle com saída para ambiente.....	44
Figura 22 – Fluxos de saída da Turbina a vapor.....	47
Figura 23 – Fluxos de saída da turbina a gás.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a gás.....	52
Tabela 2- Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a vapor..	54
Tabela 3 – Equações envolvidas na Caldeira de Recuperação.....	55
Tabela 4 – Bal. de massa e energia no SRA: Acionamento por gases de exaustão	57
Tabela 5 – Bal. de massa e energia no SRA: Acionamento por vapor de alta pressão	57
Tabela 6 – Bal. de massa e energia no SRA: Acionamento por vapor de baixa pressão.....	58
Tabela 7 – Fluxos de insumos, produtos e perdas: Caso base.....	61
Tabela 8 – Insumos, produtos e perdas das unidade de resfriamento, conforme subdivisão...	61
Tabela 9 –Equações das proposições da TEC.....	62
Tabela 10 – Resultados Análise Energética - Caso Base.....	63
Tabela 11 – Resultados Análise Energética - Caso 1.....	63
Tabela 12 – Resultados Análise Energética - Caso 2.....	64
Tabela 13 – Resultados Análise Energética - Caso 3.....	64
Tabela 14 – Custo exergético unitário.....	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BP	<i>British Petroleum</i>
CC	Ciclo combinado
CG	Conjunto a gás
COP	Coefficiente de performance
Dessup.	Dessuperaquecedor
ECM	Equação de conservação de Energia
ECM	Equação de conservação de Massa
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
HRSG	<i>Heat recovery steam generator</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
PCI	Poder calorífico inferior
RE	Resfriamento evaporativo
SRA	Sistema de refrigeração por absorção
Superaquec.	Superaquecedor
TEC	Teoria do Custo Exergético
TIR	Taxa interna de retorno
TIT	<i>turbine inlet temperature</i>
UR	umidade relativa

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da seção transversal (m^2)
B	exergia (kW)
B*	custo exergético (kW)
cp	calor específico a pressão constante (kJ/kg K)
D	diâmetro (m)
E	energia (kJ)
$\dot{E}_x$	taxa de transferência de exergia (kW)
ex	exergia específica (kJ)
g	aceleração da gravidade (m/s^2)
h	entalpia específica (kJ/kg)
I	irreversibilidade
k	coeficiente de expansão adiabática
k*	custo exergético unitário
m	vazão mássica (kg/s)
P	pressão (MPa)
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor (kW)
R	constante universal dos gases perfeitos (kJ/kmol K)
rp	relação de pressão
s	entropia específica (kJ/kg K)
T	temperatura (K)
V	velocidade (m/s)
v	volume específico (m^3/kg)
$\dot{W}$	potência (kW)
w	umidade absoluta
z	cota da superfície de controle (m)
Σ	somatório
ΔT	variação de temperatura
δ	variação do índice
η	eficiência
ρ	massa específica (kg/m^3)
S_g	geração de entropia
ψ	eficiência racional
Z^*	vetor de custos externos

LISTA DE SUBSCRITOS

ar	ar ambiente
b1	bomba 1
b2	bomba 2
c.c	ciclo combinado
c.comb	câmara de combustão
c.gas	conjunto a gás
cald	caldeira de recuperação
comb	combustível
comp	compressor
cond	condensador
des	desaerador
dessup	dessuperaquecedor
g	gases
gas	gases de exaustão
ger	gerador
ideal	ciclo ideal
proc	processo
real	ciclo real
resf	resfriamento
sup	superaquecedor
t.gas	turbina a gás
t.vapor	turbina a vapor
v.exp	válvula de expansão
vap	vapor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	SISTEMAS DE GERAÇÃO DE ENERGIA.....	22
2.2	RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA	28
2.3	ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMoeCONOMIA	34
3	MATERIAL E MÉTODO	36
3.1	CICLO COMBINADO PROPOSTO	36
3.1.1	Análise do Ciclo e suas diferentes configurações	39
3.2	MODELAGEM DE SISTEMAS ENERGÉTICOS.....	40
3.2.1	Análise Energética e Exergética	41
3.2.2	Análise Termoeconômica – Teoria do Custo Exergético.....	45
3.3	VALORES TÉCNICOS ASSUMIDOS NO PROJETO.....	48
3.3.1	Ciclo a gás	48
3.3.2	Resfriamento evaporativo	49
3.3.3	Sistema de refrigeração por absorção.....	50
3.4	EQUACIONAMENTO.....	51
3.4.1	Modelagem energética	51
3.4.1.1	Ciclo a gás.....	51
3.4.1.2	Ciclo a vapor	53
3.4.1.3	Ciclo combinado	54
3.4.1.4	Sistemas de refrigeração por absorção.....	56
3.4.1.5	Resfriamento evaporativo	58
3.4.2	Modelagem exergética	59
3.4.2.1	Ciclo a gás SRA com acionamento por gases de exaustão	59
3.4.2.2	Ciclo a vapor e SRA com acionamento por vapor de alta e baixa pressão.....	59
3.4.2.3	Resfriamento evaporativo	60
3.4.3	Análise termoeconômica.....	60
4	RESULTADOS	63
5	CONCLUSÕES.....	67
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	68
	REFERÊNCIAS.....	69

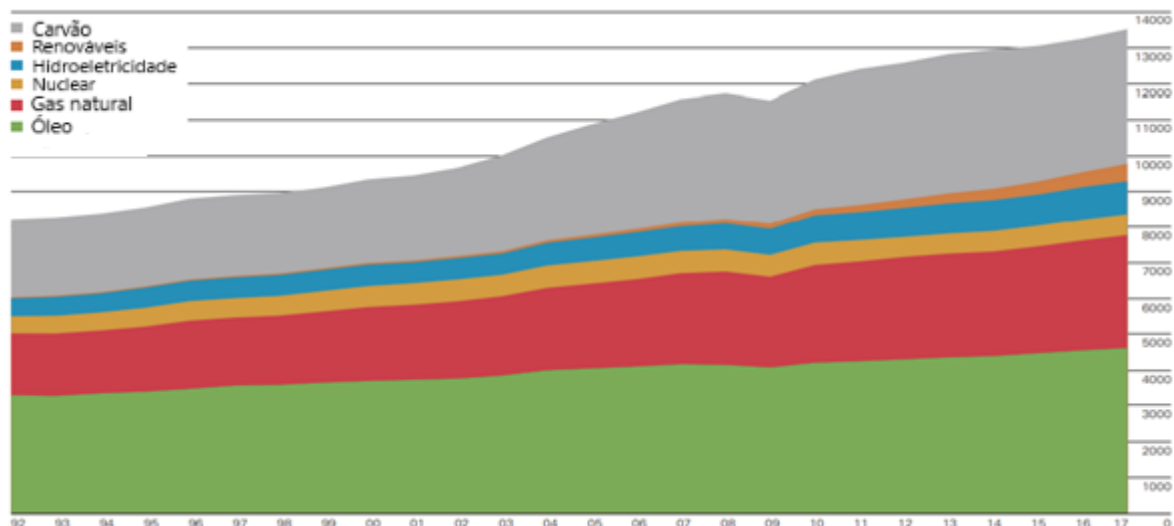
1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda mundial de energia traz a discussão sobre a incorporação de fontes renováveis de energia e o aumento da eficiência dos sistemas de energia já instalados, de modo a diversificar e melhorar a matriz energética e atender a acordos internacionais para redução das emissões.

Realizando prospecção da realidade, a Figura 1 representa o aumento da demanda mundial de energia primária das duas últimas décadas, sendo que em 2017 o crescimento foi de 2,2% (BP 2018), e projeções sobre seu aumento, segundo Mohapatra e Sanjay (2015), estão em torno de 56% entre 2010 e 2040. Uma causa possível seria o fato de que, em países em desenvolvimento, a demanda energética cresce de forma rápida; outra possível causa seria um progresso econômico e social em nível global.

Sempre há a preocupação com os possíveis cenários desfavoráveis em torno das fontes não renováveis de energia devido à sua quantidade no futuro não ser capaz de atender a demanda requerida, e atualmente o petróleo é considerado a maior fonte energética global das próximas décadas (GARCÍA-DÍEZ et al. 2017); outro problema seria a impossibilidade de se conhecer um ponto de estagnação para um planejamento energético correto e aderente.

Figura 1- Consumo energético mundial e sua projeção (milhões de tonelada equivalente de petróleo)

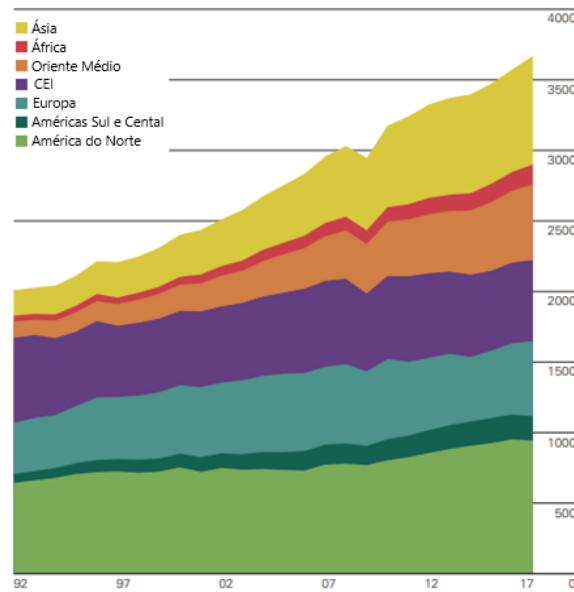


Fonte: Adaptado de Full report – BP Statistical Review of World Energy 2018

Ao tratar-se do gás natural, as reservas globais registradas aumentaram 21,76% entre 2000 e 2008, e aumentou em 9,99% em 2008-2016 (BP, 2017), e da Figura 2 pode-se analisar

o crescimento do consumo mundial. Para efetivamente controlar a poluição do ar e abordar ativamente as mudanças climáticas, a China acelerou a promoção da utilização de gás natural, cultivada principais fontes de gás natural e aumentou ainda mais a proporção de consumo de gás natural (WANG et al., 2018), e nos Estados Unidos o gás natural superou o carvão para se tornar a principal fonte de geração de eletricidade em 2016 (FEIJOO et al., 2018).

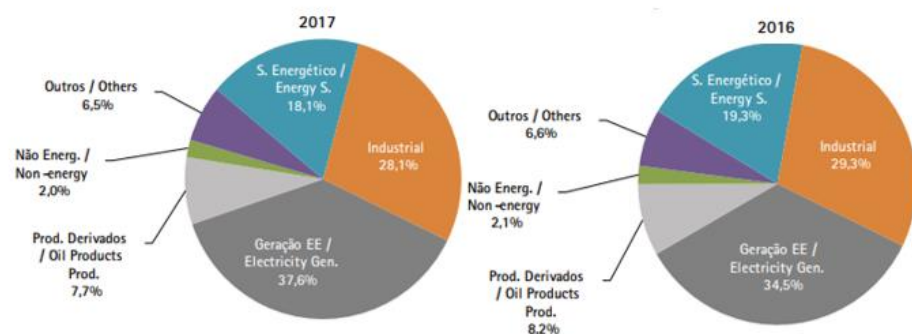
Figura 2- Consumo de gás natural por região em bilhões de metros cúbicos



Fonte: Adaptado de Full report – BP Statistical Review of World Energy 2018

No Brasil, a estimativa de aumento está em 100% da demanda energética nacional até o ano de 2050, e atualmente o gás natural atingiu o patamar de 10,5% da oferta interna de energia (EPE 2018). O gráfico da Figura 3 ilustra o destino do gás natural para os anos de 2017 e 2016, que subiu de 34,5% para 37,6% na geração de energia elétrica, devido ao recuo da geração hídrica.

Figura 3- Consumo de gás natural no Brasil



Fonte: Balanço Energético Nacional 2018- Ano base 2017 (EPE 2018)

Considerando os fatos citados anteriormente, percebe-se que o gás natural possui determinado destaque na produção de energia elétrica, onde as turbinas a gás são amplamente empregadas para produção deste insumo. Em contrapartida, é conhecido que esses sistemas apresentam baixa eficiência térmica em torno de 30%, tornando de suma importância a procura por melhorias em ciclos de turbina a gás. Diante disso, o presente trabalho traz concepções sobre aumento de eficiência dos conjuntos a gás, em associação com um ciclo a vapor, que configura um ciclo combinado de potência, no qual, segundo Moran e Shapiro (2013), funciona de forma que a energia descarregada através de calor de um dos ciclos é usada parcial ou completamente como energia fornecida a outro ciclo, utilizando como combustível primário o gás natural.

Como o pano de fundo para a aceitação de novas fontes de energia, assim como novas tecnologias, é baseado nos custos da energia produzida - os custos somados a certas taxas e a margem de lucro do empreendedor, composto pelo que é definido como preço da energia a ser oferecidos no mercado (COLPIER; CORNLAND, 2002). Assim, é importante que todas as iniciativas para propor novos conceitos tecnológicos, ou aquelas que sinalizam uma melhoria incremental, sejam avaliadas em termos do custo da energia produzida (avaliando, além disso, os demais parâmetros de atratividade econômica).

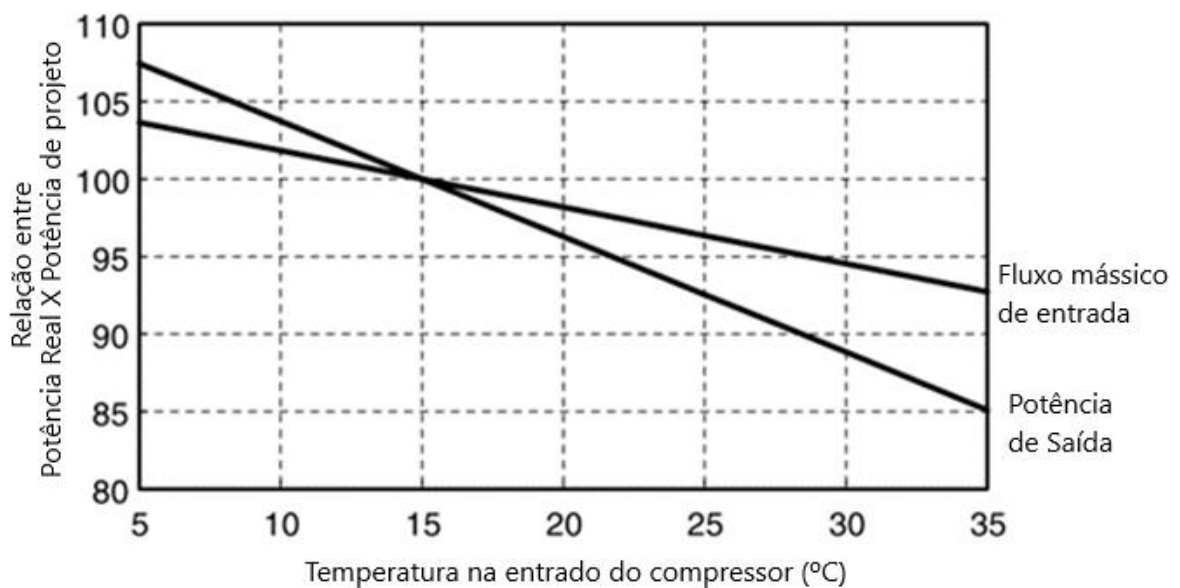
Conforme essas questões, o presente estudo tem como objetivo analisar os custos exergéticos dos diferentes fluxos de energia em um ciclo combinado, devido aos efeitos do resfriamento do ar do compressor de entrada. O arrefecimento é um efeito desejado porque, com uma diminuição da temperatura, a massa específica do ar aumenta, compreendendo assim uma vazão mássica superior presente no ciclo de gás pela mesma vazão volumétrica; outro efeito desejado seria uma menor potência requerida pelo compressor do ciclo, resultando em ambos os casos um aumento na potência líquida gerada pelo ciclo de gás, aumentando a eficiência. Esta análise, a ser realizada de forma comparativa entre diferentes concepções de projeto, permitirá estabelecer os melhores critérios de decisão sobre o uso de vapor e gases de exaustão para a produção de insumos térmicos.

Diversas tecnologias de resfriamento a ar de entrada de compressores têm sido investigadas analítica e numericamente na literatura, como Farzaneh-Gord e Deymi-Dashtebayaz (2011), Kim et al. 2012, Al-Ibrahim e Varnham (2010)) e Najjar e Abubaker (2015). Por exemplo, Popli, Rodgers e Eveloy (2013) estudaram dois casos de refrigeração a ar entrando em um ciclo de gás, com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo e gerar mais energia elétrica. Os resultados mostraram um aumento de 3,7% na eficiência energética do ciclo para uma faixa de temperatura de 45 °C usando sistema de refrigeração por absorção, enquanto

o resfriamento evaporativo (RE) reduziu a temperatura em 5 ° C, aumentando o rendimento em 0,4%.

Outro benefício seria a aproximação da temperatura do ar de entrada com a temperatura da condição ISO dos conjuntos a gás (15° C), sendo o ponto ótimo de desenvolvimento de acordo com a Figura 4, que elevaria a eficiência de forma significativa, gerando acréscimo de potência pela mesma unidade de consumo de combustível e aumento do fluxo mássico de entrada.

Figura 4- Condição ISO de conjuntos a gás



Fonte: Adaptado de Ameri; Hejazi (2004)

A partir dos conceitos exergéticos, é possível definir a estrutura de custos das energias produzidas em uma base mais próxima da realidade, uma vez que as perdas decorrentes da segunda lei da Termodinâmica são descontadas dos fluxos de energia, de maneira diferente àquela que é obtida usando a primeira lei da Termodinâmica.

Fallah et al. (2016), por exemplo, realizou uma análise exergética em um ciclo a gás com resfriamento do ar de entrada do compressor utilizando uma unidade de RE, entre outras concepções, visando estabelecer os percentuais de exergia destruídos em cada componente dos ciclos estudados como forma de melhorar as condições de projeto e operação de tal equipamento. Freire, Matelli e Balestieri (2016) utilizaram a análise exergética, no contexto de um modelo para avaliação de custos ambientais por emissão de carbono, aplicando-o em diversas configurações de ciclo combinado (gás natural e bagaço de cana).

Objetivos:

O objetivo geral do presente trabalho é determinar a melhor forma de resfriamento dentre as configurações de ciclo combinado propostas, por meio da análise termoeconômica, visando aumento de eficiência térmica e potência líquida, assim como os custos totais de funcionamento. Os objetivos específicos são:

- Desenvolver modelagem termodinâmica das configurações, respeitando os parâmetros físicos e tecnológicos de cada equipamento.
- Realizar análise exergética com os dados obtidos da modelagem termodinâmica.
- Desenvolver modelagem termoeconômica das configurações, estruturando os custos envolvidos em cada fluxo.
- Avaliar desempenho das configurações e realizar comparação entre elas e com outros estudos da literatura.

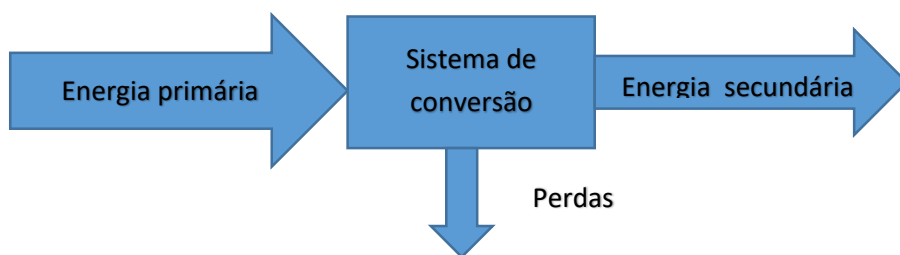
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMAS DE GERAÇÃO DE ENERGIA

Sistemas de energia podem ser considerados qualquer sistema que transforma energia de uma forma para outra (ou para outras formas) ou transfere energia de um lugar para outro ou de um corpo para outro, onde envolvem-se sistemas complexos de componentes interconectados, que convertem energia primária em formas úteis de energia, como energia mecânica, elétrica, química e térmica. Em contrapartida a energia primária não pode ser completamente transformada ou transferida, resultando numa quantia energética não aproveitada devido a perdas para o meio, introduzindo conceito de eficiência energética para esses sistemas.

As equações (1) e (2) expressam de maneira quantitativa a eficiência na conversão e a conservação de energia do sistema representado pela Figura 5. Atualmente a geração elétrica é baseada principalmente em hidrelétricas, máquinas síncronas e termelétricas, enquanto os sistemas baseados em energias eólica, solar e células a combustível são utilizados em menor escala (GRIGSBY, 2012).

Figura 5- Esquema de geração de energia



Fonte: Autoria Própria

$$\eta_{s.convers\tilde{a}o} = \frac{E_{secund\tilde{a}ria}}{E_{prim\tilde{a}ria}} \quad (1)$$

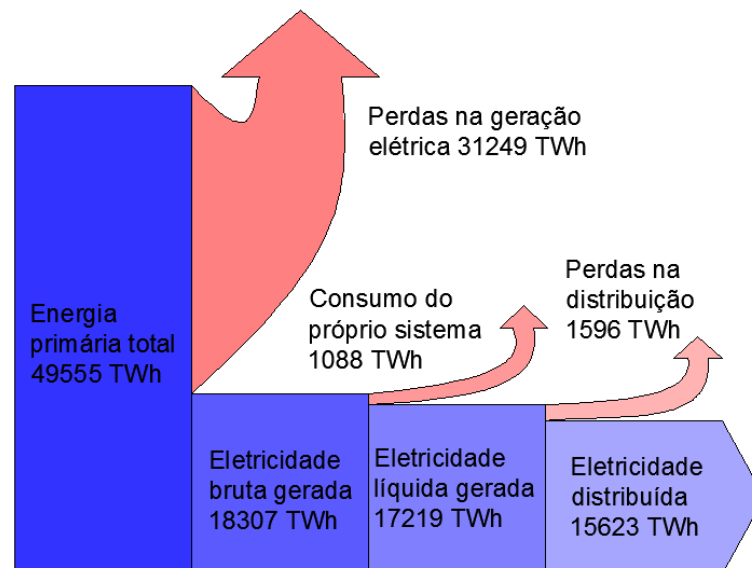
$$E_{secund\tilde{a}ria} = E_{prim\tilde{a}ria} - E_{perdas} \quad (2)$$

Nas instalações termelétricas de potência, a energia elétrica ou mecânica é produzida com uma eficiência global (razão entre a potência útil produzida, tanto térmica quanto elétrica, e a

potência fornecida pelo combustível) na faixa de 34% a 50% (SILVEIRA, 1994), e as usinas hidrelétricas possuem valores de eficiência em torno de 90% (GIANFRANCESCO, 2017).

Wu et al. (2016) justifica a baixa eficiência de sistemas energéticos devido às infraestruturas energéticas comuns, como as redes de eletricidade, gás natural e calor serem planejadas e operadas de forma independente, o que levará a uma baixa eficiência energética, alto custo operacional e baixa robustez. Outro problema seria a conversão e a transmissão, que de acordo com a Agência Internacional de Energia (*International Energy Agency*, 2011), em torno de 68% da energia primária empregada no mundo em 2008 foi perdida para o ambiente durante estes processo, conforme Fig. 6.

Figura 6 - Perdas no processo de transmissão de energia elétrica



Fonte: Silva (2018)

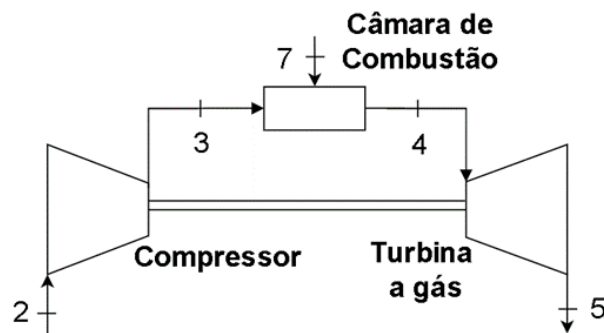
Diante da baixa eficiência e o atual cenário da projeção da demanda mundial em ascensão, em associação com a preocupação da escassez de combustíveis fósseis não renováveis, surgem diversas possíveis soluções para melhor aproveitamento energético, com destaque para o ciclo combinado e a cogeração. O ciclo combinado acopla dois ciclos de potência, na forma que a energia descarregada através de calor de um dos ciclos é usada parcial ou completamente como a energia fornecida ao outro ciclo (MORAN; SHAPIRO, 2013).

Os ciclos combinados de potência, que utilizam turbinas a gás e caldeiras de recuperação geradora de vapor (HRSG), constituem-se em eficazes tecnologias para gerar eletricidade baseada em combustível fóssil. Com o desenvolvimento de turbinas a gás, a eficiência energética destes sistemas aumentou, ultrapassando mais de 60%, valor considerado alto, mas

permanece longe do fator Carnot, ou seja, de cerca de 0,8 considerando uma temperatura de entrada da turbina (*turbine inlet temperature-TIT*) de 1250° C (FRANCO; CASAROSA, 2004).

O ciclo a gás foi proposto por George Brayton no final do século XIX, com a finalidade da criação de um motor alternativo ao motor a vapor. São utilizados para a geração de energia elétrica e em ciclos de propulsão a jato (ÇENGEL; BOLES, 2013). Foram realizadas adaptações para que sua potência gerada fosse financeiramente viável. 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 7 ilustra o ciclo a gás básico utilizado atualmente.

Figura 7 - Ciclo a gás

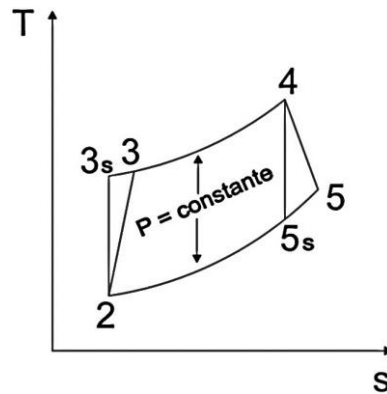


Fonte: Autoria Própria

O funcionamento do ciclo a gás é apresentado a seguir: o ponto 2 representa o fluido de trabalho entrando no compressor, onde é comprimido e levado até o ponto 3, no ponto de entrada da câmara de combustão a alta pressão, onde entrará através do ponto 7 o combustível para a queima dentro da câmara, gerando em sua saída (ponto 4) os gases resultantes da combustão com a máxima temperatura do ciclo. Os gases então, entrarão na turbina a gás, onde são expandidos, e o ponto 5 representa a saída dos gases de exaustão da turbina, possuindo temperaturas entre 400 °C e 600 °C (GAS TURBINE WORLD HANDBOOK, 1997).

O ciclo a gás ideal possui uma compressão isentrópica no compressor, e uma expansão isoentrópica na turbina, com aumento de temperatura a pressão constante, após a compressão (ÇENGEL, BOLES, 2013). O diagrama que relaciona a temperatura e a entropia nos pontos do ciclo é representado na Figura 8, configurando o modo ideal de funcionamento de modo que os pontos com subscrito “s”, cuja entropia é constante nos processos descritos acima, enquanto os pontos sem subscrito configuram o ciclo real.

Figura 8 - Diagrama T-s para o ciclo a gás

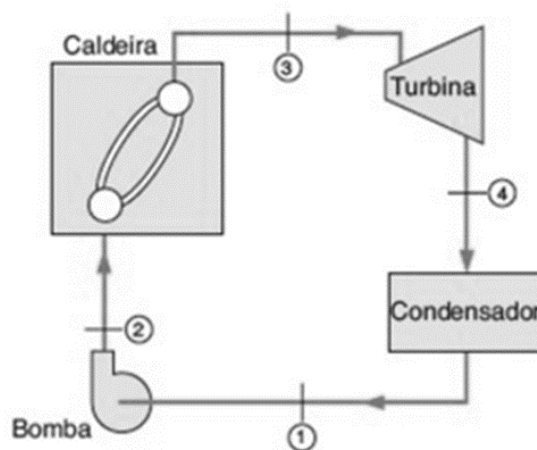


Fonte: SILVA (2015)

O ciclo a vapor (ciclo Rankine) é um ciclo termodinâmico que realiza a conversão de calor para trabalho no qual o fluido utilizado é o vapor, por meio de sua vaporização e condensação (MORAN; SHAPIRO, 2013). Na Figura 9 encontra-se a ilustração do ciclo, onde ocorrem os seguintes processos (BORGNAKKE, SONNTAG 2009).

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador

Figura 9 – Ciclo de Rankine

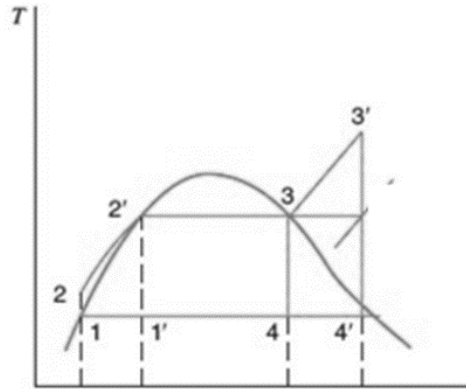


Fonte: Adaptado de Borgnakke e Sonntag (2009)

O ciclo Rankine ideal envolve apenas os pontos de numeração 1-2-3-4 do diagrama temperatura-entropia, mostrado na Figura 10, produzindo vapor saturado em 3, podendo então produzir vapor superaquecido em 1-2-3-3'-4'; porém, isso envolve dois problemas: o primeiro

é a dificuldade em bombear uma mistura líquido-vapor presente entre $1'-2'$, sendo mais fácil a completa condensação do vapor para que a bomba trabalhe somente com líquido; o segundo problema é a produção de vapor superaquecido à pressão constante, entre $3-3'$, onde na prática a pressão cai, pois, o gás está em processo de expansão.

Figura 10 - Diagrama T-s da água



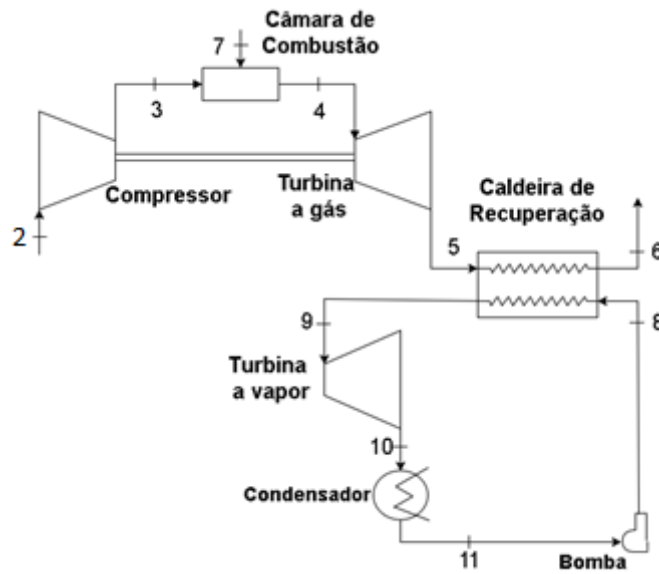
Fonte: Adaptado de Borgnakke e Sonntag (2009)

Por meio do ciclo a gás e do ciclo a vapor, podemos estruturar o ciclo combinado, e na Figura 11 é representado um esquema simples de ciclo combinado, no qual o ciclo a gás possui alimentação de ar no compressor e combustível na câmara de combustão, gerando potência de eixo e gases de exaustão. Estes gases irão alimentar a caldeira de recuperação, juntamente com água líquida, realizando a troca térmica para a produção de vapor saturado ou superaquecido. O vapor então será expandido na turbina a vapor produzindo trabalho, após esse processo, o vapor é destinado ao condensador, passando para fase líquida totalmente. Por fim, a água líquida é bombeada novamente para circulação na caldeira.

Percebe-se então a presença de dois ciclos termodinâmicos, Brayton-Rankine, combinando-se como um processo de geração e uso de calor e eletricidade, onde haverá consequentemente um maior aproveitamento da energia térmica, gerada pela queima dos combustíveis que possibilita também o processo de cogeração, gerando dois produtos simultaneamente, eletricidade e vapor (ou água quente), possuindo inúmeras aplicações industriais e comerciais (MORAN; SHAPIRO, 2013).

A cogeração resulta, por fim, em um melhor uso dos recursos em questão, reduzindo custos e causando menores impactos ao meio ambiente, como redução das emissões de CO_2 .

Figura 11 - Ciclo combinado



Fonte: Autoria Própria

Segundo Kotowicz e Brzeczek (2018), os ciclos combinado são caracterizados pela maior eficiência na tecnologia de produção de eletricidade a partir de combustíveis fósseis. Ao mesmo tempo, essas unidades estão entre as que mais rapidamente se desenvolvem. Usinas de ciclo combinado distinguem uma série de vantagens, como tempo de construção rápido, baixo custo de investimento, alta confiabilidade e flexibilidade e características ambientais favoráveis.

A parte do vapor também é um componente importante e sua otimização pode melhorar consideravelmente a eficiência energética e o desempenho econômico da planta. Existindo muitas configurações possíveis de ciclos combinados incluindo, entre outros, sistemas com um, dois e três estágios de pressões da caldeira de recuperação. Os sistemas de caldeiras de três estágios de pressão são considerados mais complexos, e apresentam melhor aproveitamento energético. As soluções usadas em cada configuração podem diferir de umas das outras, tanto pela distribuição das superfícies aquecidas na caldeira (em série, paralela ou mista) quanto por meio de pré-aquecimento do condensado e da água de alimentação (KOTOWICZ; BARTELA, 2010). Por outro lado, os conjuntos a gás apresentam algumas desvantagens a serem superadas. O ponto mais crítico é que eles produzem menos energia durante épocas de altas temperaturas, porque seu desempenho depende muito da temperatura ambiente (KIM et al.,2012).

Deste modo, muitos autores analisaram o resfriamento do ar de entrada dos conjuntos a gás e ciclos combinados sobre diversas abordagens e por meio de diversas formas de

resfriamento, sendo considerado atualmente o meio mais efetivo em termos de geração de energia elétrica (KOTOWICZ; BRZĘCZEK, 2018).

2.2 RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA

É bem conhecido que temperatura ambiente, umidade e pressão são fatores importantes no desempenho da turbina a gás, mesmo as turbinas a gás sendo máquinas de vazão volumétrica constante. A capacidade de produção de turbinas a gás é avaliada pela *International Standards Organization* (ISO), que especifica a seguinte condição de entrada do conjunto: ar a 15° C, umidade relativa de 60%, pressão absoluta (nível do mar) 0,101 MPa e fator de potência de 0,9 do sistema elétrico de alimentação.

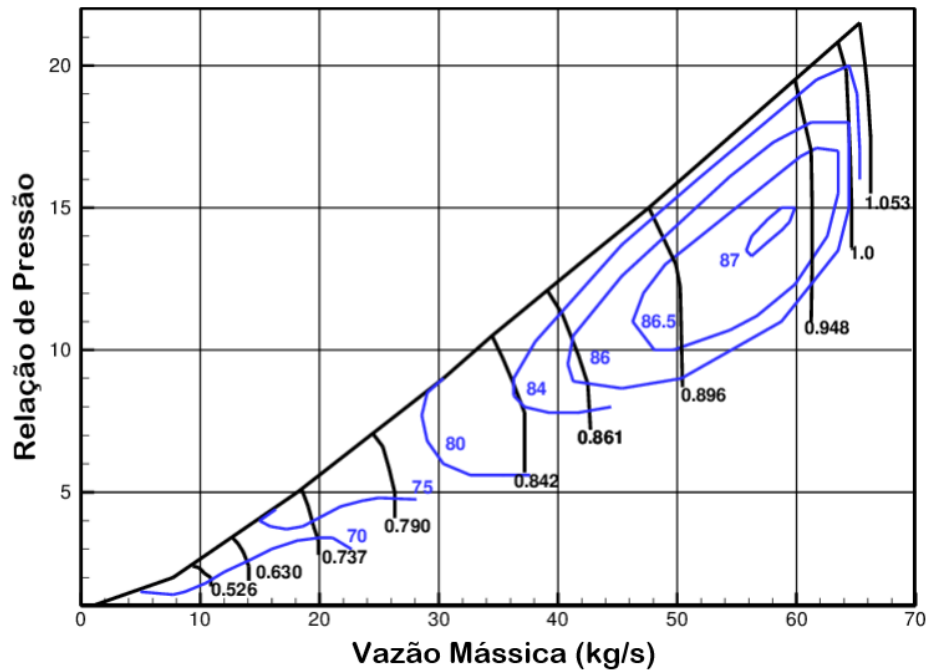
Diferentes condições ambientais podem trazer ineficiências no funcionamento destes equipamentos, nos quais análises termodinâmicas expuseram que a eficiência térmica e o trabalho específico diminuem com o aumento da umidade e da temperatura ambiente, conforme mostrado por Tsujikawa e Sawada (1985). Bird e Grabe (1991) estudaram os efeitos da umidade no desempenho de turbinas a gás e formularam correlações para expressar as relações entre umidade e desempenho de turbinas a gás. El-Hadik (1993) realizou um estudo paramétrico sobre os efeitos da temperatura ambiente, pressão, umidade e temperatura de entrada da turbina na potência e eficiência térmica, concluindo que a temperatura ambiente tem o maior efeito no desempenho das turbinas a gás, o que aumenta com a relação de temperatura e pressão da entrada da turbina. Reduções de potência e eficiência devido ao aumento de temperatura de 1 K foram encontradas em torno de 0,6 e 0,18%, respectivamente.

O estudo de Tsoutsanis et al. (2012) diz que a previsão do desempenho de carga parcial das turbinas a gás é fortemente dependente da compreensão detalhada do comportamento dos componentes do motor e, principalmente, dos compressores. A precisão dos modelos de motores de turbina a gás depende dos mapas de desempenho do compressor, os quais são obtidos em testes dispendiosos realizados no equipamento. Por meio da Figura 12, notam-se ilhas de eficiência relacionando vazão mássica e a relação de pressão do compressor, e percebe-se uma pequena faixa de condições de operação onde a eficiência é máxima, mas torna-se menos precisa para uma ampla gama de condições de operação, possuindo também a capacidade de refinar técnicas atuais de adaptação de desempenho de turbinas a gás

Bassily (2000), por meio de um estudo com resfriamento do ar entrada em ciclos a gás com recuperação e regeneração, relaciona que o resfriamento do ar de entrada reduz o trabalho requerido pelo compressor de ar. Como o compressor absorve aproximadamente 2/3 da

potência mecânica de um conjunto a gás, uma redução no consumo do compressor por meio da redução da temperatura do ar de entrada, para o mesmo consumo de combustível, resultará em um aumento proporcional na capacidade de geração de energia e diminuição da taxa de calor, com os benefícios comerciais associados (CARMONA, 2015).

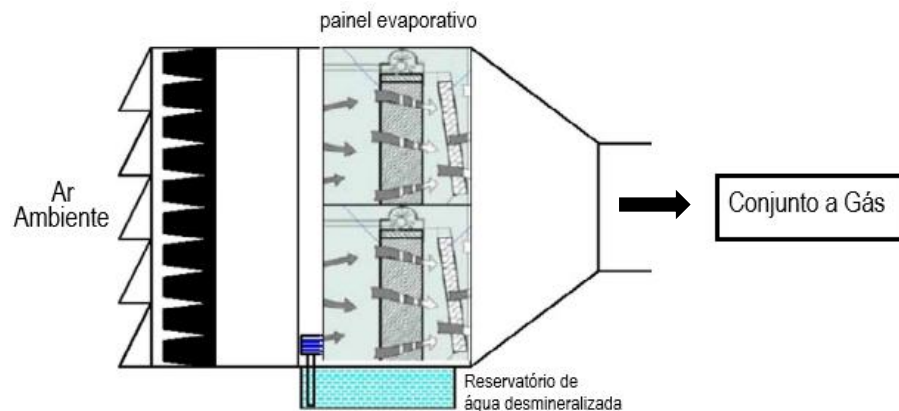
Figura 12 – Mapa de compressor de turbina a gás GE LM2500



Fonte: Adaptado de Tsoutsanis et al. (2012)

Os efeitos do resfriamento evaporativo (RE), utilizados em conforto térmico, são empregados para o resfriamento do ar de entrada pela injeção de gotículas de água no duto de sucção em determinada pressão por meio de sistemas de nebulização ou painéis evaporativos, diminuindo a temperatura, conforme Figura 13. O sistema recebe o ar quente e seco do ambiente, em seguida é adicionada água líquida no duto de sucção em gotículas pequenas, resultando na evaporação de parte da água borrifada devido à absorção de calor do ar quente. Consequentemente, observa-se decréscimo na temperatura e acréscimo na umidade relativa do ar após o processo (ÇENGEL; BOLES, 2013). Esses sistemas utilizam o calor latente de vaporização da água num processo adiabático de saturação de ar para reduzir a temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido, no entanto, são dependentes da umidade relativa do ar do ambiente para que o processo seja bem-sucedido na redução a temperatura (AMERI; HEJAZI, 2004).

Figura 13 – RE em duto de sucção do conjunto a gás



Fonte: Adaptado de El-Shazly et al. (2016)

Johnson (1989) elaborou as equações, parâmetros de operação, e os tipos de resfriamentos possíveis para RE desenvolvidos para conjuntos a gás. Chaker e Meher-Homji (2002) e Cataldi et al (2004) realizaram uma análise termodinâmica detalhada de sistemas de nebulização de água aplicados em conjuntos a gás. Em que o primeiro realiza modelagem computacional de transferência de massa e calor de uma gotícula de água isoladamente, analisando o tamanho da gotícula de água produzida e o potencial para erosão do compressor ou desgaste do revestimento da lâmina.

Kim et al. (2012) analisam o efeito da evaporação das gotículas empregadas no uso do RE em conjuntos a gás, relacionando também a dimensão do tubo de admissão de ar do compressor, considerando o processo de melhor custo-benefício para diminuição da temperatura do ar para aumentar a potência líquida e a eficiência de ciclos a gás industriais. Outro estudo mais recente otimizou as características de um sistema de refrigeração de ar por RE para um ciclo combinado utilizando algoritmo genético (EHYAEI et al., 2015).

Johnke e Mast (2002) relataram que um painel evaporativo pode aumentar a umidade relativa do ar de admissão para cerca de 90%, aumentando assim a potência de 5 e 10% e a eficiência de 1,5 e 2,5% e diminuindo as emissões de NO_x em 10% para um combustor de difusão convencional. Os sistemas de nebulização saturada fornecem melhorias de desempenho semelhantes às dos painéis evaporativos, enquanto os sistemas de *overspray* (aplicam quantidade maior de água necessária para saturação) podem aumentar a potência em 10 a 20%, a eficiência em 1,5 e 3% e diminuir as emissões de NO_x em 20 e 40% para um combustor de difusão convencional (CARMONA, 2015), 3

Em contrapartida, De Lucia (2002)⁰ e Ameri e Hejazi (2004) afirmam que RE são adequados para climas quentes e secos e não para os quentes e úmidos, resultando em limitação do seu uso, conforme saturação do ar na temperatura de bulbo úmido. Segundo Carmona (2015) há um equívoco geral de que o RE não pode ser implementado em regiões onde a umidade relativa do ar é alta, impedindo que os operadores de usinas de energia aproveitem uma maneira relativamente acessível de aumentar a energia gerada pelas turbinas a gás em dias quentes ou durante as horas mais quentes do dia.

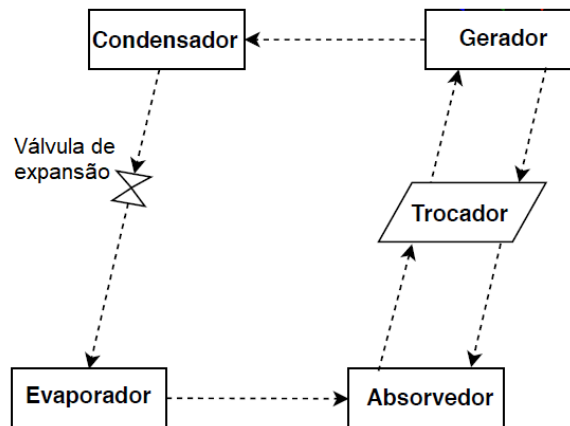
Zadpoor e Golshan (2006) se concentraram no aumento de potência de um ciclo de turbina a gás típico usando um sistema de RE baseado na utilização de uma base dessecante que causa a desumidificação do ar admitido, permitindo sua posterior umidificação por meio de um resfriador evaporativo, que pode ser do tipo painel evaporativo ou em nebulização. Eles compararam a melhoria de desempenho alcançada por esta técnica e de outros sistemas de RE em diferentes condições climáticas e concluíram que a técnica proposta, pelo menos para climas quentes e úmidos, é mais efetiva que outras técnicas de resfriamento evaporativo.

Najjar (1996) apresenta uma nova concepção para o resfriamento do ar de entrada adicionando um sistema de refrigeração por absorção (SRA) de amônia para o pré-resfriamento, acionado termicamente pelos gases de exaustão da turbina a gás, onde os resultados reportaram aumento de 21% na potência de saída, 38% de aumento na eficiência térmica e 28% de aumento do consumo específico de combustível, e concluiu-se, por meio de uma análise termoeconômica, ser uma alternativa viável.

O SRA funciona segundo o princípio do ciclo de refrigeração por absorção de vapor representado na Figura 14, no qual consiste em quatro componentes: um absorvedor, um gerador, um condensador e um evaporador. O refrigerante é misturado com o absorvente no absorvedor, e são separados no gerador, onde o calor é necessário. A entrada elétrica para o sistema é a potência de bombeamento do líquido rico em absorvente, que é muito menor do que a energia elétrica necessária para comprimir o gás em um resfriador mecânico. Os sistemas de resfriamento por absorção que usam vapor como fonte de calor para o gerador foram pesquisados e implementados para obter resfriamento de ar de entrada para usinas de energia de ciclo combinado (POPLI; ROGERS; EVELOY, 2013).

A principal vantagem deste resfriador está no fato de que o ar de entrada pode ser resfriado a uma temperatura específica para uma ampla faixa de temperaturas do ar ambiente e, portanto, a potência de uma turbina a gás permanece mais ou menos constante, independente das condições do ar ambiente. A energia dos gases de exaustão escape pode ser usada para acionar o gerador do sistema.

Figura 14- Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito



Fonte: Autoria Própria

Ameri e Hejazi (2004) realizaram a viabilidade de instalar um SRA para resfriar o ar de entrada para as turbinas a gás da usina de Chabahar (seis turbinas a gás com potência nominal de 16,60 MW). Foi demonstrado que a potência média pode ser aumentada em até 11,3%, aumento da potência máxima de 2,4 MW e a produção de eletricidade é aumentada em 14.000 MWh por ano. Das curvas de desempenho das turbinas a gás, concluíram que para cada aumento de 1 ° C no ar ambiente temperatura, a potência será reduzida em 0,74%, e o fluxo mássico diminui em 0,36%. A análise econômica revelou uma taxa interna de retorno (TIR) de 23,4% e o período de retorno de 4,2 anos.

Kakaras et al. (2004) apresentaram uma simulação computacional de integração de uma tecnologia inovadora de resfriamento por absorção para reduzir a temperatura do ar de admissão em turbinas a gás. Seguindo uma descrição do sistema de refrigeração a ar, os resultados da simulação para dois casos de teste foram apresentados: uma turbina a gás de ciclo simples e uma usina de ciclo combinado. Eles concluíram que o efeito da variação da temperatura do ar ambiente resulta em uma grande penalidade no desempenho da usina para altas temperaturas ambientes. Os resultados da integração de um resfriador evaporativo e do SRA no resfriamento do ar em consideração mostraram um ganho de potência e eficiência, no qual o SRA demonstrou um maior ganho na potência e na eficiência do que o RE para uma turbina a gás de ciclo simples, independentemente da temperatura do ar ambiente. Os resultados para o caso do ciclo combinado também demonstraram que o emprego do SRA pode aumentar consideravelmente a produção de energia, embora haja uma redução de eficiência.

Boonnasa, Namprakai, Muangnapoh et al. (2006) estudaram como melhorar a capacidade da central térmica de ciclo combinado reduzindo a temperatura do ar de admissão para cerca de

15 °C e 100% UR antes de entrar no compressor de ar de uma turbina a gás em Bangkok, Tailândia. Eles propuseram o emprego de um sistema de refrigeração por absorção de vapor para resfriar o ar de admissão até o nível de temperatura desejado. Eles concluíram que, poderiam aumentar a produção de energia de uma turbina a gás em cerca de 10,6% e a usina de ciclo combinado em cerca de 6,24% ao ano. Na análise econômica, o período de retorno foi calculado em cerca de 3,81 anos e a taxa interna de retorno em 40%.

Com diversas formas de resfriamento, Jonsson e Yan (2005) revisaram a literatura sobre pesquisa e desenvolvimento em turbinas a gás umidificadas, e identificaram ciclos com maior potencial para o futuro. Eles concluíram que o interesse em sistemas de refrigeração por ar de entrada para turbinas a gás aumentou nos últimos anos devido à crescente necessidade de energia para um baixo custo de investimento específico, especialmente durante o verão, quando a temperatura ambiente é alta. Eles classificaram os sistemas de resfriamento de ar de entrada disponíveis nos seguintes grupos:

1. Refrigeradores evaporativos: a água é distribuída sobre o meio através do qual o ar de entrada passa a ser resfriado e umedecido.
2. Sistemas de nebulização: A água é injetada no ar através dos bicos e cria uma névoa de pequenas gotas de água, com 5 a 20 μm de diâmetro. Os sistemas são divididos em dois subgrupos como: a) Sistemas saturados, onde o ar é saturado antes do compressor e, b) Sistemas de pulverização excessiva, onde é injetada mais água do que a necessária para a saturação. Gotículas de água entram no compressor, evaporam e resfriam o ar.
3. Unidades de refrigeradores mecânicos de compressão ou SRAs. Estas unidades podem aumentar a potência de turbina a gás em 15e 20% e a eficiência em 1e 2% (ou seja, se a energia dos gases de escape da turbina de gás for recuperada), podendo resfriar o ar de entrada independentemente das condições ambientais, no entanto, o custo de investimento específico é maior do que para os sistemas de RE.

Mohapatra e Sanjay (2015) realizam estudo comparativo entre os sistemas de RE e compressão de vapor, analisando seus efeitos sobre a taxa de compressão, temperatura na entrada do compressor e a TIT. Os resultados mostram aumentos de 18.4% do trabalho específico gerado e 4.18% de eficiência utilizando compressão de vapor, em comparação com 10.48% e 4.6% utilizando o RE.

Baakeem et al. (2018) propõem abordagens sistemáticas para determinar a temperatura de refrigeração do ar na entrada do compressor e a capacidade de refrigeração correspondente para sistemas de resfriamento do ar de entrada para conjuntos a gás. Os valores ótimos

encontrados para a temperatura de resfriamento a ar e capacidade de resfriamento foram, respectivamente, de 8° C e 36 kW/m³s⁻¹. O estudo comparativo revelou que usando painéis evaporativos, a compressão mecânica simples de vapor ou os sistemas de resfriamento por absorção de H₂O-NH₃ de simples efeito não são recomendados. No entanto, o sistema de compressor multi-estágio de sub-resfriamento acoplado a um condensador resfriado a úmido e os sistemas de refrigeração de absorção de efeito único LiBr-H₂O apresentam melhor desempenho.

2.3 ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMOECONOMIA

O mercado competitivo de energia demanda por custos reais e efetivos do combustível empregado em equipamentos utilizados na produção de potência, e que envolva sua eficiência assim como os impactos ambientais gerados. Esses três parâmetros citados requerem uma comunicação entre si, tornando-se um desafio para os pesquisadores dessa área. Maior eficiência garante o uso de tecnologias avançadas que são mais caras e acaba por elevar o custo da eletricidade produzida. A análise termoeconômica de utilidades de energia é uma ferramenta que traz informações úteis relativas ao desempenho termodinâmico destas, bem como os custos envolvidos na instalação e operação de tais utilitários (VALERO et al.,1994).

O termo termoeconomia entrou em destaque entre os pesquisadores nos anos 80, quando os pesquisadores estavam envolvidos em busca de um método que pudesse avaliar o custo real de o sistema, utilizando o valor real de energia que se encontra na segunda lei da Termodinâmica, denominada exergia. Assim, a análise de custos baseada na exergia revela uma maneira eficaz de analisar o ciclo (TSATSARONIS; MORAN, 1997). Análise termoeconômica é essencialmente baseada no custo exergético e, portanto, é também denominada como análise exergoeconômica. Em 1990, um grupo de pesquisadores compararam entre si seus métodos de análise termoeconômica a fim de validá-las, baseando-se em diferentes formulações matemáticas (FRANGOPOULOS (1994); TSATSARONIS; PISA (1994); VALERO et al. (1994); VON SPAKOVSKY (1994)).

Frangopoulos (1994) aplicou análise termoeconômica funcional em otimização de sistemas energéticos. Tsatsaronis e Pisa (1994) propuseram a técnica de minimização e otimização dos custos com auxílio da análise exergética e compararam-na com outros métodos. Valero et al. (1994) desenvolveu a teoria do custo exergético, enquanto Von Spakovsky et al. (1994) utilizam o método *Engineering Functional Analysis* para otimização termoeconômica de sistemas energéticos. Esses pesquisadores aplicaram diferentes métodos sobre o mesmo

problema de cogeração que foi chamado como problema CGAM (nomeado nas primeiras iniciais destes quatro cientistas). CGAM é um termo bem conhecido neste campo, e também é tratado como problema de base por muitos pesquisadores para aplicar método de análise termoeconômica.

Segundo Najjar e Abubaker (2017), a importância da termoeconomia é tornar possível encontrar as variáveis operacionais efetivas nos parâmetros de desempenho que são potência, eficiência, consumo específico de combustível e o custo total. Esses parâmetros são otimizados para encontrar as melhores variáveis operacionais, auxiliando a minimizar custos e aumentar potência e eficiência.

Da Gama Cerqueira e Nebra (1999) analisaram o ciclo de cogeração, consistindo de um conjunto a gás com regeneração associado a uma caldeira de recuperação produzindo eletricidade e vapor de processo, empregando quatro as termoeconômicas diferentes, destacando importância da divisão da exergia em componentes mecânicos e térmicos e na alocação do custo da irreversibilidade externa. Os resultados dos custos exergéticos obtidos são próximos, porém com significativa diferença entre os métodos empregados.

As técnicas de análise citadas ainda são amplamente empregadas nos dias atuais, onde Bahlouli (2018) as utiliza em otimização multiobjetiva de um ciclo combinado, Palacios-Bereche et al. (2013) na análise da produção de etanol de primeira e segunda geração de bagaço de cana de açúcar e Leiva-Illanes et al. (2019) em sistemas solares de multi-geração para a produção conjunta de eletricidade, água resfriada, resfriamento e calor de processo.

Neste estudo será empregada a Teoria do custo exergético elaborada por Lozano; Valero (1993) e Valero et al. (1994) para a determinação dos custos exergéticos dos fluxos energéticos presentes em cada configuração estudada.

3 MATERIAL E MÉTODO

Nesta seção são apresentados o ciclo proposto para o projeto, os conceitos e concepções de modelagem de sistemas energéticos (envolvendo a parte energética e exergética), assim como os métodos utilizados para análise termoeconômica. Todos os cálculos foram estruturados e solucionados no *software Engineering Equation Solver* (EES) devido a apresentar biblioteca termodinâmica extensa e precisa de diversas substâncias e possuir algoritmo de Newton-Raphson para resolução de sistemas de equações não lineares.

3.1 CICLO COMBINADO PROPOSTO

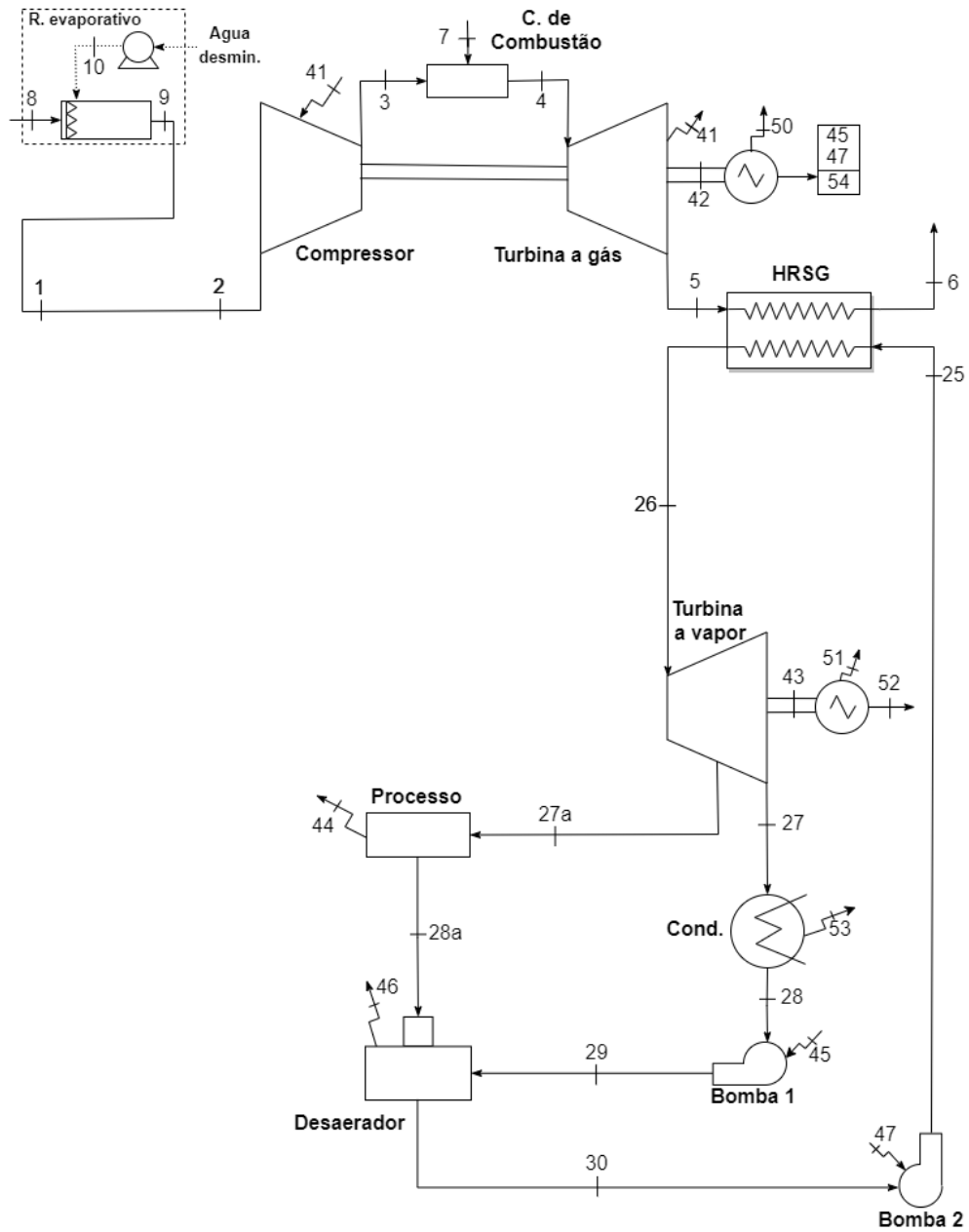
O ciclo combinado proposto e suas configurações de resfriamento estão representados nas Figuras 15, 16 e 17, configurando os casos 1, 2 e 3 respectivamente. No primeiro caso o resfriamento do ar de entrada do ciclo combinado é feito por um sistema de RE. No segundo caso, o resfriamento é realizado por um SRA, no qual o calor requerido pelo gerador será provido de 3 formas, configurando três subdivisões A, B e C, e a análise será realizada para cada configuração alternadamente:

- Gases de exaustão do ciclo a gás – Casos 2A e 3A
- Vapor vivo, produzido na caldeira de recuperação – Casos 2B e 3B
- Vapor de processo, após expansão na turbina a vapor – Casos 2C e 3C

A união dos sistemas utilizados no resfriamento de entrada no primeiro e segundo casos formará a configuração do terceiro caso, em que o ar de entrada será resfriado primeiramente pelo sistema evaporativo, em seguida pelo sistema de refrigeração por absorção.

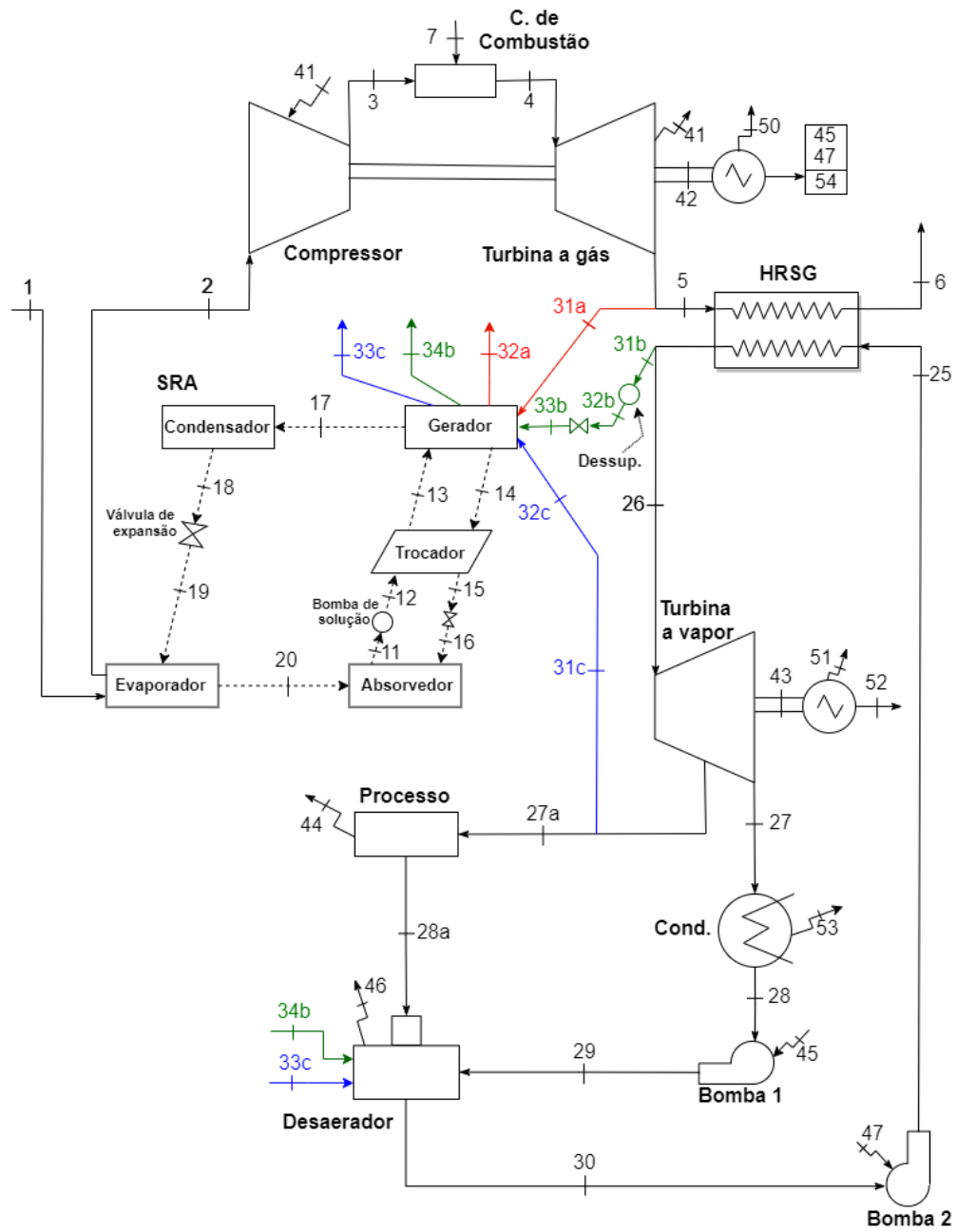
Os casos são simulados em duas situações, sabendo-se que com resfriamento do ar de entrada ocorre a redução do volume específico, o que potencialmente viabiliza escoar uma maior vazão em massa no compressor. No primeiro caso, referido como de vazão máxima, a variável livre do problema é a vazão de ar que escoar no compressor; no segundo caso, referido como vazão constante, pretende-se avaliar a condição da potência líquida no compressor, considerando-se que a vazão de ar não se altera pela limitação da área de seção de saída do mesmo. Os resultados obtidos serão comparados com um caso base, que não possui nenhum resfriamento e modelado nas mesmas condições dos demais casos, e entre si.

Figura 15 – Caso 1, ciclo combinado com RE



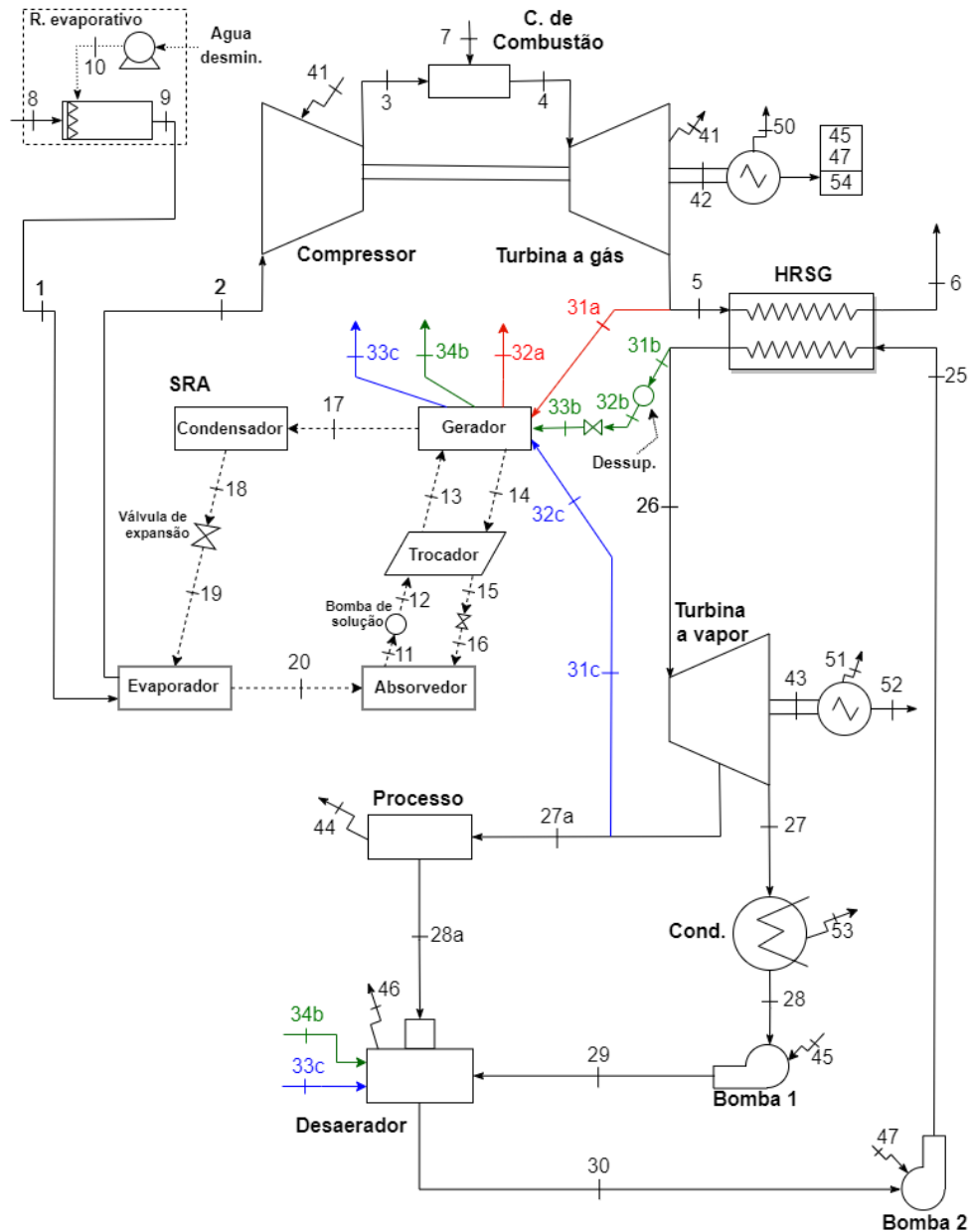
Fonte: Autoria própria

Figura 16– Caso 2, ciclo combinado com SRA alimentado de três maneiras alternadamente



Fonte: Autoria própria

Figura 17 – Caso 3, utilizando os dois tipos de resfriamento simultaneamente.



Fonte: Autoria própria

3.1.1 Análise do Ciclo e suas diferentes configurações

O ponto 5 das Figuras 15, 16 e 17 determina o ponto de saída dos gases após a expansão na turbina, e como possuem alta temperatura, mostram-se como potencial fonte de calor, que será aproveitada para a produção de vapor em uma caldeira de recuperação (5-6). Nos casos 2A e 3A, parte desses gases será destinada ao sistema de refrigeração por absorção (31a-32a) para seu acionamento térmico, configurando assim um dos casos que será analisado (alimentação gases de exaustão). O ponto 26 determina o ponto de vapor vivo logo na saída da

caldeira de recuperação, possuindo alta pressão e temperatura entre 400 e 600 °C, e parte deste será direcionado para alimentação do SRA (31b-32b), formando a configuração dos casos 2B e 3B (alimentação vapor vivo).

A turbina a vapor de condensação e extração, será alimentada com o vapor vivo produzido, na qual será expandido para a produção de trabalho, e em determinado ponto de pressão será realizado uma extração de vapor (27a), direcionado para processo e outra parcela retirada novamente para alimentação do SRA (31c-32c), formando as configurações dos casos 2C e 3C (alimentação vapor de processo). O restante de vapor será expandido até ponto final e direcionado ao condensador.

As vazões de vapor utilizadas no processo e de vapor condensado serão destinadas ao desaerador, que irá realizar o processo de expansão dos gases, causando a mudança de fase de gás para líquido, e eliminando os gases indesejados gerados ao longo do ciclo, juntamente com água no estado líquido proveniente da condensação do vapor no condensador. A água líquida é então destinada à alimentação da caldeira de recuperação com o auxílio de bombas fechando o segundo ciclo. Os pontos 34b e 34c identificam a reposição da quantia de vapor utilizado na alimentação do SRA, na segunda e terceira configurações, respectivamente, pois após a alimentação, o vapor é descartado na atmosfera.

Do ponto 1 ao 2 é realizado um resfriamento do ar ambiente através da troca de calor realizada no evaporador, devido à troca de calor com o fluido de trabalho que muda de fase.

No ponto 10, água desmineralizada é bombeada para a câmara, onde será injetada em alta pressão entre os pontos 8 e 9, realizando o processo de resfriamento evaporativo. Mais adiante no fluxo de ar, o ponto 7 representa a entrada de combustível na câmara de combustão, onde ocorre a combustão e a formação da mistura ar-combustível de alta temperatura.

O ponto 41 representa a potência de eixo necessária ao compressor fornecida pela turbina a gás, e os pontos 45 e 77 a potência elétrica requerida pelas bombas 1 e 2 respectivamente. As perdas relacionadas aos equipamentos são representadas pelos pontos 44, 46, 50, 51 e 53.

3.2 MODELAGEM DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

Os sistemas de geração de energia, para que possam ser adequadamente avaliados e validados, devem ser modelados em equacionamento técnico adequado, considerando os aspectos físicos e tecnológicos dos componentes e processos presentes, e diante de uma modelagem aderente é possível a avaliação econômica dos custos de seu funcionamento e dos insumos de entrada e saída.

Nesta seção serão apresentados conceitos relativos à análise energética, exergética e o método de custo econômico que servirão de ferramentas para avaliação do ciclo energético proposto.

3.2.1 Análise Energética e Exergética

Quando analisamos um sistema energético em termos de eficiência, podemos lançar mão do emprego da 1ª Lei da Termodinâmica, denominada eficiência energética, e/ou da 2ª Lei da Termodinâmica, denominada eficiência exergética, para análise de fluxos e componentes. Tratando-se da primeira lei, aplicam-se as equações de Conservação de Massa (ECM), equação (3) e Conservação de Energia (ECE), equações (4) e (5), sobre o volume de controle delimitando determinado escoamento em regime permanente, conforme Figura 18.

Figura 18- Volume de controle em regime permanente



Fonte: Autoria Própria

$$\frac{dm_{V.C}}{dt} = \sum_s \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{E}_s + \dot{E}_e \quad (4)$$

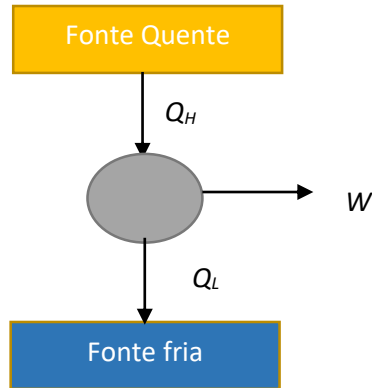
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2.1000} + \frac{gz_s}{1000} \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2.1000} + \frac{gz_e}{1000} \right) \quad (5)$$

sendo:

$\dot{Q}$ - taxa de calor transferida ao VC	(kW)
$\dot{W}$ - potência de eixo transferida ao volume de controle	(kW)
$\dot{m}$ - vazão em massa de fluxos	(kg/s)
h - entalpia do fluxo energético	(kJ/kg)
V - velocidade do fluxo energético	(m/s)
z - cota da superfície de controle com passagem de fluxo energético	(m)
g - aceleração da gravidade	(m/s ²)

Ao aplicar-se a 1ª Lei para processos reversíveis na máquina térmica da Fig. 19, deduz-se:

Figura 19 - Máquina Térmica



Fonte: Autoria Própria

$$\dot{Q}_{H,rev} - \dot{Q}_{L,rev} = \dot{W}_{rev} \quad (6)$$

Visto que $\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{ideal}$ e $\dot{W}_{irrev} = \dot{W}_{real}$, com isso $\dot{W}_{irrev} > \dot{W}_{real}$, resultando em:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{irrev} + I \quad (7)$$

com I (kJ/kg) a parte relativa a perdas ou irreversibilidade do processo e η_t a eficiência de 1ª Lei, que relaciona a quantidade de trabalho produzido pela quantidade de calor empregado, expressa na equação (8).

$$\eta_T = \frac{W}{\dot{Q}_H} \quad (8)$$

De posse da 1ª Lei da Termodinâmica, pode-se por meio da 2ª Lei da Termodinâmica estruturar os conceitos de exergia, definida como “o máximo trabalho reversível que pode ser obtido entre um sistema e o ambiente quando interagem entre si até o equilíbrio termodinâmico.

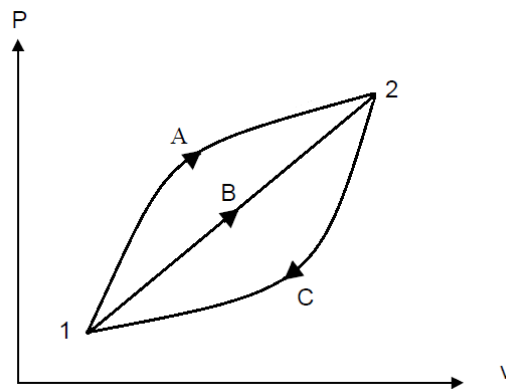
A 2ª Lei da Termodinâmica pode ser estabelecida pela relação descrita na equação (9).

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 ds \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \Leftrightarrow Tds \geq \delta Q \quad (9)$$

Os processos reversíveis são representados pela igualdade, e os irreversíveis pela desigualdade, e a entropia (s) representa propriedade termodinâmica, constatando a desigualdade de Clausius, aplicada entre os estados 1 e 2 através de diferentes processos A,B e C, conforme Figura 20, todos reversíveis, obtém-se a equação (10).

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_A + \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_C = 0; \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_B + \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_C = 0 \Rightarrow \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_A + \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_B (10)$$

Figura 20 – Desigualdade de Clausius



Fonte: Adaptado de Borgnakke e Sonntag (2009)

Em processos reversíveis, a propriedade $\int \left(\frac{\delta Q}{T} \right)$ é constante para dois processos, com isso, obtém-se a igualdade da equação (11).

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}_{rev} \quad (11)$$

Tomando o processo A como reversível, obtém-se a equação (12), sendo o termo " σ " a geração de entropia, e com a 1ª Lei se $W_{irrev} < W_{rev}$ então $Q_{irrev} > Q_{rev}$, resulta em sinal negativo à desigualdade de Clausius.

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{irrev} + \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} = -S_g \quad (12)$$

Das equações (12) e (13) deduz-se a equação (14), e devido a irreversibilidade, $\sigma > 0$,

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}_{rev} + S_g \quad (13)$$

resultando em $s_2 - s_1 > \int_1^2 \frac{\delta Q}{T_{irrev}}$.

Com $I = T_0\sigma$ (kJ/kg), onde T_0 representa a temperatura de referência, então $\delta Q = T_0 ds - I$.
Aplicando a 1ª Lei para uma máquina térmica real com trabalho irreversível:

$$\delta Q - \delta W_{irrev} = E_s + E_e \quad (14)$$

Da equação (14) e com $\delta Q = T_0 ds - I$, deduz-se a equação (15).

$$\begin{aligned} (T_0 ds - I) - \delta W_{irrev} &= E_s - E_e \\ T_0 ds - (I + \delta W_{irrev}) &= E_s - E_e \end{aligned} \quad (15)$$

Com a equação (9), chega-se à equação (16).

$$T_0 ds - W_{rev} = E_s - E_e \quad (16)$$

Deste modo, a exergia é definida como “o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto)” (MORAN; SHAPIRO, 2013). Aplicando o volume de controle em determinado processo, em esquema na Figura 21, obtêm-se a formulação geral da exergia expressa na equação (17).

Figura 21 – Volume de controle com saída para ambiente



Fonte: Autoria Própria

$$\int_0^1 T_0 ds - ex|_0^1 = E_s - E_e = h_0 - h_1 + \frac{V_0^2 - V_1^2}{2} + g(z_0 - z_1) - T_0 \Delta S \quad (17)$$

Para o processo, obtêm-se a equação (18) que representa a “exergia física específica”.

$$ex|_0^1 = h_1 - h_0 + \frac{v_1^2 - v_0^2}{2} + g(Z_1 - Z_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (18)$$

Desprezando-se as parcelas cinética e potencial, e colocando em termos de fluxo de massa, chega-se a equação (19).

$$\dot{Ex}|_0^1 = \dot{m}[h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)] \quad (19)$$

A exergia total de um sistema global envolve também a parcela química, definida como o máximo trabalho obtido quando a substância em questão é trazida a partir do estado do ambiente para o estado morto por processos que envolvem transferência de calor e de troca de substâncias só com o meio ambiente (KOTAS,1985). Entretanto, a exergia de potência mecânica ou elétrica gerada por meio de um processo térmico, no caso combustão, resulta em seu próprio valor de potência, e a exergia química de combustíveis é aproximadamente seu valor energético, existindo um fator de correção que varia para cada tipo de combustível, numericamente próximo da unidade.

Usualmente as eficiências são baseadas na primeira Lei da Termodinâmica, como eficiências mecânica, térmicas e isoentrópica), e por meio da análise de segunda Lei surgem desenvolvimentos de análise exergética definindo novos critérios de desempenho, oferecendo vantagens sobre os critérios tradicionais. Para o cálculo de eficiência exergética ou racional (ψ), onde se relacionam a exergia de saída pela exergia de entrada no processo ou componente, utiliza-se a equação (20).

$$\psi = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \quad (20)$$

3.2.2 Análise Termoeconômica – Teoria do Custo Exergético

Os modelos de avaliação econômica têm como principal função o auxílio à tomada de decisão sobre investir ou não em determinado projeto ou empreendimento, após definição destes, e no caso deste estudo envolve-se um ciclo térmico. Valendo-se da Teoria do custo exergético é possível a determinação dos custos de operação de cada insumo e fluxo presente no ciclo térmico, associando também os custos de investimento, técnica que se difere da análise exergética tradicional na qual se aborda as questões de ineficiência termodinâmica.

O presente estudo traz várias configurações de um ciclo combinado com unidades de resfriamento constituindo-se de diversas correntes de fluxo como ar comprimido, gases de exaustão, vapor de alta e baixa pressão, potência de eixo e energia elétrica, portanto o método de Valero e Lozano (1994) possibilita o cálculo do custo exergetico unitário de todos os pontos do ciclo tornando possível comparação entre as configurações.

As etapas percorridas para estruturação da análise termoeconômicas são relacionadas, de forma resumida a seguir:

1. Definição da estrutura lógica da instalação: Etapa onde é elaborado o diagrama de fluxos que mostre sua desagregação em subsistemas, equipamentos e processos, permitindo a confecção da matriz incidência “A”. Em sequência deve-se construir a tabela de insumo (F), produtos (P) e perdas (L), relacionando estes fluxos a cada equipamento da planta proposta

2. Cálculo da exergia das vazões: Determinar a exergia de cada fluxo por meio dos conceitos termodinâmicos, por meio de medições ou estimativas.

3. Aplicação das regras de associação de custos exergeticos: Por meio deste passo é possível determinar a matriz de incidência A, possibilitando em seguida a sua inversa A^{-1} . Em seguida se determina o vetor de valores externos Y^* ; e com o produto da matriz inversa A^{-1} com o vetor Y^* obtemos o valor da exergia entregue a cada fluxo. Por fim, dividindo-se a exergia calculada, B, pela exergia obtida da multiplicação das matrizes, B^* , obtém-se o vetor de custo exergetico unitário, representando a proporção entre a quantidade de exergia que é entregue no fluxo que foi produzido em relação à qualidade da energia nele disponível, a exergia.

4. Aplicação das regras de associação de custos exergoeconômicos: Utilizando a matriz inversa A^{-1} e multiplicando pelo valor do vetor Z^* (representa o vetor de custos externos) é possível calcular o valor dos custos exergoeconômicos, demonstrando o aporte do investimento nos equipamentos que originam os fluxos.

O processo de montagem da matriz incidência requer mais equações para a realização dos cálculos, pois ainda estrutura uma matriz quadrada. As requeridas equações partem das 5 proposições de Lozano, Serra e Valero (1993), relacionadas a seguir:

Proposição 1: custo exergetico de um fluxo (B^*), produto (P^*) ou insumo (F^*) é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, sendo uma propriedade conservativa. Esta

proposição permite que sejam formuladas tantas equações de balanço de custo exergético quanto os componentes que compõem a instalação.

$$AB^* = 0 \quad (21)$$

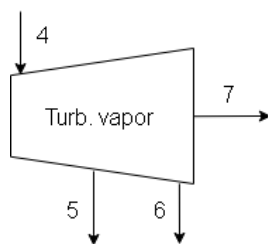
Se existem “m” fluxos, serão necessários “m” equações independentes para encontrar uma solução de relação entre as variáveis. Como a planta possui “n” componentes, por meio da proposição 1, “n” equações independentes serão dispostas.

Proposição 2: o custo exergético dos fluxos de entrada na instalação, exemplos como combustível, ar e água, é igual a sua própria exergia.

Proposição 3: se um ou mais fluxos de saída de um componente fazem parte do insumo (F), deve-se considerar que sua exergia não está em jogo e, portanto, seu custo exergético unitário, k^* , é idêntico ao custo exergético unitário que o precede, como mostra a equação (22) e demonstrado na Figura 22:

$$k^* = \frac{B_i^*}{B_i} \quad (22)$$

Figura 22 – Fluxos de saída da Turbina a vapor



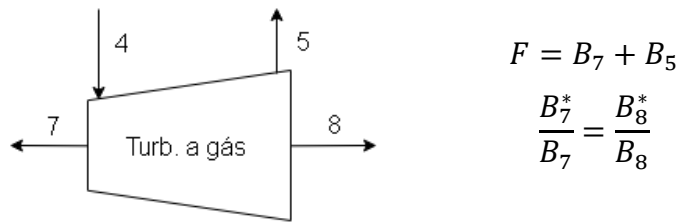
$$F = B_4 - B_5 - B_6$$

$$\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_5^* - B_6^*}{B_5 - B_6}$$

Fonte: Autoria própria

Proposição 4: se um componente tem um produto (P) formado por vários fluxos, deve-se associar a esses fluxos o mesmo custo exergético unitário. Em um equipamento onde se obtém dois ou mais produtos, seus processos de formação são indistintos no nível de agregação considerado, e, portanto, deve-se associar um custo exergético proporcional a exergia que contem, exemplificada na Figura 23.

Figura 23 – Fluxos de saída da turbina a gás.



Fonte: Autoria própria

Proposição 5: na ausência de valores externos aos fluxos de perdas, deve-se atribuir custo exergético nulo, já que não apresentam utilidade posterior.

3.3 VALORES TÉCNICOS ASSUMIDOS NO PROJETO

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

3.3.1 Ciclo a gás

Foram assumidos para o ar ambiente temperatura de 25° C, pressão de 101,32 kPa, calor específico de 1 kJ/kgK, relação de calores específicos de 1,4 e umidade relativa de 50% (ÇENGEL; BOLES, 2013; SILVA 2015).

Na primeira situação, onde é empregada a máxima vazão mássica, a massa específica é determinada pela temperatura e pressão no ponto 2, após o resfriamento. Na segunda situação, na qual a vazão mássica é constante, adota-se o valor do caso base e mantido para os demais os casos.

No compressor, adota-se uma compressão de 13 vezes a pressão atmosférica gerando uma relação de pressão de valor 13, e a adota-se um valor de 0,76 m de diâmetro para a seção transversal do duto de sucção do ar do compressor. A eficiência isentrópica é fixada em 83%. Popli, Rodgers e Eveloy (2013) realizaram um estudo de um ciclo a gás, cuja vazão de gases de exaustão foi fixada nos mesmos parâmetros, juntamente com uma velocidade de 80 m/s. A formação de condensado depois da compressão é estimada em 15%, visto que o esperado é um valor pouco maior do que 10 % (KIM et al., 2012; SILVA, 2015).

Na câmara de combustão, adota-se eficiência de 95% na modelagem, junto com uma queda de pressão de 5 %, aproximando o problema de valores reais, e gás natural como combustível com poder calorífico inferior de 50.000 kJ/kg.

A turbina a gás estudada apresenta eficiência isentrópica de 87% (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013; SILVA 2015). Para a caldeira de recuperação, adota-se uma eficiência de 85 %, variação de temperatura de *pinch point* de 20 °C e temperatura de chaminé de 150 °C, mas que são posteriormente corrigidos, dentro da faixa real de projeto para atender às equações de conservação de massa e de energia, variando conforme o caso estudado. O vapor vivo é produzido na pressão de 5 MPa e temperatura de 400 °C no processo de troca de calor entre os gases de exaustão e água líquida (pontos 25 e 26).

O Processo 1 utilizará 3 kg/s de vapor a 1 MPa e temperatura de 275 °C na entrada, liberando vapor a 300 kPa e 150 °C em sua saída (pontos 27a e 28a). No condensador, é recebido o restante de vapor a 60 °C e título 0,96, e libera em sua saída água líquida a 50 kPa e mesma temperatura (pontos 27 e 28), destinada à bomba 1, onde ocorre um aumento de pressão de 50 kPa para 300 kPa (pontos 28 e 29).

O vapor após saída do Processo 1 e água líquida na saída da bomba 1 são destinados ao desaerador, ocorrendo a condensação do vapor, gerando em sua saída água líquida a 120 °C e 300 kPa (pontos 28a, 29 e 30). O desaerador é alimentado com água a 150 °C e 300 kPa, apenas na segunda (ponto 40b) e terceira (ponto 40c) configurações, pois uma parcela do vapor vivo e do vapor do processo é destinada ao SRA, tornando necessária uma reposição do fluido de trabalho de mesmo valor. Após a saída do desaerador, a água líquida é destinada a caldeira de recuperação com auxílio da bomba 2, com pressão de 310 kPa (ponto 30 e 25). Em todos os casos citados, a vazão mássica de ar nos pontos 2 e 9 foi considerada igual.

3.3.2 Resfriamento evaporativo

Kim et al. (2012) conseguiram, através de estudos com o uso desse processo de resfriamento, uma diminuição da temperatura do ar na entrada do ciclo a gás de 39%, variando os parâmetros do estudo em diferentes situações. No Caso 1, onde se utiliza somente a unidade de RE, o valor utilizado no presente estudo foi uma redução de 20% no valor da temperatura inicial, sendo um valor coerente em relação a um processo real. No Caso 3 e suas subdivisões, em que o resfriamento é realizado pelas unidades de RE e sistema de refrigeração por absorção, o valor adotado foi uma redução de 15% da temperatura inicial.

3.3.3 Sistema de refrigeração por absorção

Neste estudo, para fins de comparação, foram utilizados dados de máquinas reais, fornecido através de catálogos de fabricantes. Nos Caso 2 adotou-se uma redução do valor da temperatura ambiente de 30%, e no Caso 3 uma redução de 30% da temperatura do ar após resfriamento realizado pelo RE de 15%.

Sobre a escolha da mistura binária, como se trata de resfriamento de temperatura acima de 0 °C, o brometo de lítio configura a melhor opção, uma vez que projetos que utilizam amônia no processo tendem a ser mais caros, tanto em custos inicial e de operação, além de alta toxicidade (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013; SILVA, 2015).

Como são utilizadas diferentes formas de alimentação do gerador, teremos três configurações diferentes gerando diferentes dados adotados para cada caso. O primeiro caso que utiliza gases de exaustão para alimentar o SRA, o que demanda máquina específica que utiliza somente gás em sua alimentação, e conforme catálogo *THERMAX Exhaust Fired Chillers* modelo 2D 3M C de 370 TR (especificações vide ANEXO B), é necessária uma variação de temperatura do gás da entrada para a saída entre 80 e 120 °C, possuindo um sistema de duplo efeito com COP igual a 1,4. Como a temperatura dos gases na saída da turbina a gás é de 450 °C, na saída do gás, após fornecer calor para o gerador do SRA, será de 350 °C, adotando uma variação de 100 °C (pontos 31a e 32a) e COP de 1,4.

Na segunda configuração, na qual se utiliza vapor vivo produzido a alta pressão na caldeira de recuperação, foi utilizada outro SRA específico que utiliza o vapor como fluido de trabalho. Conforme catálogo *THERMAX STEAM DRIVEN-Vapour Absorption Chiller* (2015) (ANEXO C), o vapor superaquecido deverá estar com pressão de 1 MPa e temperatura de 300 °C na entrada do gerador, e temperatura de 150 °C e mesma pressão na saída deste (entre pontos 33b e 34b), mas o fluido estará no estado de líquido comprimido, possuindo sistema de duplo efeito e COP de 1,4. Os valores citados foram todos adotados neste estudo, e como o vapor vivo produzido possui temperatura de 400 °C e pressão de 5 MPa, foi necessária a redução da temperatura para 300 °C por meio de um dessuperaquecedor (entre pontos 31b e 32b), e a redução da pressão mediante uma válvula de expansão (entre pontos 32b e 33b) para atender os requisitos do SRA real.

Na última configuração, é utilizado vapor de processo como fonte térmica ao SRA, possuindo menores valores de temperatura e pressão, sendo possível o mesmo tipo de SRA real da segunda configuração, adotando-se na entrada e saída desse os mesmos valores de temperatura e pressão, sendo novamente de duplo efeito (COP de 1,4). Como neste caso o

vapor de processo está a uma temperatura de 275 °C, este apresenta condição termodinâmica inferior ao vapor vivo utilizado na segunda configuração.

3.4 EQUACIONAMENTO

Nesta seção são demonstrados os equacionamentos utilizados para estruturar a modelagem energética (1ª Lei), a análise exergética e análise termoeconômica do ciclo combinado e suas configurações.

3.4.1 Modelagem energética

3.4.1.1 Ciclo a gás

A área de sucção do compressor, onde o ar é admitido no ciclo combinado, é calculada a partir do diâmetro de entrada, conforme a equação (23).

$$A_{comp} = \frac{\pi D_{comp}^2}{4} \quad (23)$$

O cálculo da vazão mássica do ciclo é possível, uma vez que os parâmetros de entrada do compressor são conhecidos, conforme equação (24), utilizando como índice 2 pois representa o ponto após o ar ser resfriado, conforme Figuras 12, 13 e 14.

$$\dot{m}_2 = \rho_{ar} V_{comp} A_{comp} \quad (24)$$

Aplicando os conceitos de balanço de massa e de energia, mediante aplicação de um volume controle em cada componente do ciclo a gás, chega-se as equações de cada componente. A Tabela 1 relaciona cada um dos componentes e seu respectivo equacionamento.

As equações (25) e (26) relacionam as temperaturas no ciclo. 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 dos gases. Essa análise é coerente com o diagrama T-s da Figura 8

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	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$
	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$
Câmara de combustão	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_7$
	$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_7 PCI$
Turbina	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$
	$\dot{W}_{t.gas} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$

Fonte: Autoria própria

$$T_3 = T_2 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp}} \left[r p_{comp}^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} - 1 \right] \right\} \quad (25)$$

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{t.gas} \left[1 - \left(\frac{1}{r p_{tg}} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] \right\} \quad (26)$$

No ciclo ideal, todo o calor da queima do combustível na câmara de combustão é transferido para o ar. Porém, como foi adotado um rendimento da câmara de 95%, o calor gerado é calculado pela equação (27).

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_7 PCI \eta_{c.comb} \quad (27)$$

Essa mesma quantidade é recebida pelo ar, conforme a equação (28).

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (28)$$

A potência gerada pela turbina, retirando a energia requerida pelo funcionamento do compressor, resulta na potência líquida do ciclo, a qual pode ser consumida externamente ao ciclo, resultando na equação (29):

$$\dot{W}_{c.gas} = \dot{W}_{t.gas} - \dot{W}_{comp} \quad (29)$$

A eficiência térmica do ciclo a gás pode ser, então, calculada através da equação (30), sendo Q_{comb} a taxa de calor fornecida pelo combustível.

$$\eta_{c.gas} = \frac{\dot{W}_{c.gas}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (30)$$

No ciclo ideal reversível de Carnot, a eficiência é calculada pela equação (31). T_L é a menor temperatura do ciclo, ocorrendo exatamente na entrada do compressor; portanto, quanto menor for esta temperatura, maior será o rendimento do ciclo. Uma solução possível seria o resfriamento do ar no ponto citado, que conseqüentemente irá aumentar sua vazão mássica, gerando acréscimo de potência na turbina a gás, conforme equação de balanço de energia na Tabela 1.

$$\eta_{c.gas} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (31)$$

3.4.1.2 Ciclo a vapor

Aplicando novamente os conceitos de balanço de massa e de energia, por meio da aplicação de um volume controle em cada componente do ciclo a vapor, chega-se a equações de cada componente. A Tabela 2 relaciona cada um dos componentes e seu respectivo equacionamento.

Tabela 2- Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a vapor

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Bomba 1 e 2	$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} \quad e \quad \dot{m}_{30} = \dot{m}_{25}$ $\dot{W}_{b1} = \dot{m}_{28} v_{28} (P_{29} - P_{28}) / \eta_{bomba}$
Caldeira	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$ $\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_{26} h_{26} - \dot{m}_{25} h_{25}$
Turbina a vapor	$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} + \dot{m}_{27a}$ $\dot{W}_{t.vapor} = \dot{m}_{26} h_{26} - \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{27a} h_{27a}$
Condensador	$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$ $\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{28} h_{28} - \dot{m}_{27} h_{27}$
Processo	$\dot{m}_{27q} = \dot{m}_{28a}$ $\dot{Q}_{proc} = \dot{m}_{28a} h_{28a} - \dot{m}_{27a} h_{27a}$
Desaerador	$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{28a}$ $\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{30} h_{30} - \dot{m}_{29} h_{29} - \dot{m}_{28a} h_{28a}$

Fonte: Autoria própria

3.4.1.3 Ciclo combinado

A análise em separado dos ciclos citados gera as mesmas equações já apresentadas com a aplicação dos conceitos de balanço de massa e energia, sendo que apenas o volume de controle aplicado a caldeira de recuperação irá introduzir novas equações, envolvendo os gases de exaustão na entrada e saída desta, gerando as seguintes equações representadas na Tabela 3 com $\dot{Q}_{gas}'$ e T_6' já corrigidos pela técnica do *pinch point*.

Pinch Point é a técnica utilizada em problemas de otimização de redes de trocadores de calor, os quais são definidos por uma série de fluxos de processo, quentes e frios. Com essa técnica é possível obter os pontos ótimos de trabalho de um trocador de calor e

consequentemente garantir os melhores resultados com respeito aos custos operacionais (BALESTIERI, 2002).

Neste estudo a técnica será aplicada na caldeira de recuperação, componente que interliga o ciclo a gás ao ciclo a vapor. A técnica consiste na correta determinação da temperatura dos gases de exaustão na chaminé para que não haja formação de condensado e problemas para geração do vapor no estado termodinâmico desejado. Como a temperatura dos gases na saída da chaminé não pode ser previamente definida, impõe-se que a diferença de temperatura no ponto de *pinch* (ΔT_{pp}) fique limitada ao intervalo entre 10 e 30°C. (BALESTIERI, 2002).

Tabela 3 – Equações envolvidas na Caldeira de Recuperação

Lado Gás	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{gas}$ $\dot{Q}_{gas}' = \dot{m}_5 c p_{gas} (T_5 - T_6')$
Lado Vapor	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = \dot{m}_{vap}$ $\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{vap} (h_{25} - h_{26})$

Fonte: Autoria própria

Na caldeira de recuperação acontece a troca de calor entre os gases de exaustão e a água de alimentação, embora nem todo calor fornecido pelos gases é transferido para a água, pois parte é perdido para o ambiente externo. A taxa de calor de ambos os lados se relacionam através da equação (32) com inserção do índice de rendimento térmico da caldeira de recuperação η_{cald} .

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{Q}_{gas} \cdot \eta_{cald} \quad (32)$$

Em virtude da necessidade de primeiramente se adotar uma temperatura de 150° C na saída dos gases da caldeira de recuperação (ponto 6) para auxílio da estrutura do equacionamento, a temperatura neste ponto precisa ser corrigida, portanto o novo valor da temperatura de chaminé é calculado pela equação (33).

$$T_6' = T_5 + (T_{sat} + \Delta T_{pp} - T_5) \left(\frac{\dot{Q}_{gas}}{\dot{Q}_{ls}} \right) \quad (33)$$

sendo T_{sat} a temperatura de saturação da água na pressão do vapor gerado (ponto 26) e $\dot{Q}_{gas}$ (quantidade de calor fornecida pelos gases de exaustão) e $\dot{Q}_{ls}$ (quantidade de calor requerida para atingir o ponto de vapor saturado em determinado estado termodinâmico) representados pelas equações (14) e (15), respectivamente.

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_5 \cdot cp_{gas} (T_5 - T_6) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{ls} = \dot{m}_{25} (h_{25} - h_{ls}) \quad (35)$$

Trabalhando sobre os termos que compõem a eficiência do ciclo a gás, na equação (2), a potência líquida citada anteriormente é acrescida da potência gerada na turbina a vapor e decrescida da potência mecânica requerida sobre as bombas do ciclo a vapor, resultando na equação (36) e (37).

$$\dot{W}_{c.c} = \dot{W}_{t.gas} + \dot{W}_{t.vapor} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} \quad (36)$$

$$\eta_{c.c} = \frac{\dot{W}_{c.c}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (37)$$

Como o rendimento é diretamente proporcional a potência líquida, pode-se esperar aumento deste sem que haja adição de combustível no ciclo a gás, pois os gases exauridos no ciclo a gás ao invés de serem liberados para o ambiente a alta temperatura, são reaproveitados no ciclo a vapor.

3.4.1.4 Sistemas de refrigeração por absorção

Este processo de refrigeração apresenta a circulação de soluções binárias, sendo composta por um fluido frigorígeno e um absorvente.

É estudado a combinação binária LiBr-H₂O, na qual a água será o frigorígeno. Com base na Figura 7, quando o vapor de frigorígeno sai do evaporador, é absorvido na solução líquida no absorvedor (tornando a solução mais forte) devido à maior concentração de fluido refrigerante. Essa solução é bombeada para alta pressão para o trocador de calor, onde o fluido frigorígeno entrará em ebulição, tornando a solução mais fraca através da adição de calor.

Para o equacionamento aplica-se o balanço de massa e de energia no volume de controle no equipamento, e nos Casos 2A e 3A, o acionamento térmico é realizado por parcela dos gases de exaustão, para realização do resfriamento desejado, resultando na Tabela 4.

Tabela 4 – Bal. de massa e energia no SRA: acionamento por gases de exaustão

Lado Gerador	$\dot{m}_{31a} = \dot{m}_{32a}$ $\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{31a} c p_{gas} (T_{32a} - T_{31a})$
Lado Evaporador	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{Q}_{resf} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2)$

Fonte: Autoria própria

O mesmo é feito para os Casos 2B e 3B, em que o acionamento é dado por parcela do vapor vivo gerado na caldeira de recuperação, gerando as equações da Tabela 5. Porém serão aplicados novamente os balanços de massa e energia no dessuperaquecedor, equações (38) e (39), e na válvula de expansão, equações (40) e (41), situados antes do SRA devido a necessidade da diminuição de temperatura e pressão.

Tabela 5 – Bal. de massa e energia no SRA: acionamento por vapor de alta pressão

Lado Gerador	$\dot{m}_{34b} = \dot{m}_{33a}$ $\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{34b} (h_{34b} - h_{33b})$
Lado Evaporador	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{Q}_{resf} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2)$

Fonte: Autoria própria

$$\dot{m}_{31b} = \dot{m}_{32b} \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{dessup} = \dot{m}_{31b} (h_{31b} - h_{32b}) \quad (39)$$

$$\dot{m}_{32b} = \dot{m}_{33b} \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{v.exp} = \dot{m}_{32b} (h_{32b} - h_{33b}) \quad (41)$$

Por último, os casos 2C e 3C, onde o acionamento é dado por parcela de vapor de baixa pressão, extraído após expansão na turbina a vapor, gerando as equações da Tabela 6. Ao aplicar as equações de balanço de massa e energia em volume controle temos as equações (42) e (43).

Tabela 6 – Bal. de massa e energia no SRA: acionamento por vapor de baixa pressão

Lado Gerador	$\dot{m}_{33c} = \dot{m}_{32c}$ $\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{33c}(h_{33c} - h_{32c})$
Lado Evaporador	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{Q}_{resf} = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$

Fonte: Autoria própria

$$\dot{m}_{31c} = \dot{m}_{32c} \quad (42)$$

De posse da quantia de resfriamento desejado, índice $\dot{Q}_{ger}$ deve-se relacionar com a quantia de calor requerida pelo SRA, índice $\dot{Q}_{resf}$, utiliza-se o coeficiente de performance, sendo o valor fornecido pelo fabricante, gerando equação (44),

$$Q_{ger} = \frac{\dot{Q}_{resf}}{COP} \quad (43)$$

com objetivo de se obter as parcelas vazões mássicas requeridas em cada caso, com isso utiliza-se as equações (44), (45) e (46).

$$\dot{m}_{31a} = \frac{cp_{gas}(T_{31a} - T_{32a})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Gases de Exaustão}) \quad (44)$$

$$\dot{m}_{31b} = \frac{(h_{33b} - h_{34b})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Vapor Vivo}) \quad (45)$$

$$\dot{m}_{31c} = \frac{(h_{32c} - T_{33c})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Vapor de Processo}) \quad (46)$$

3.4.1.5 Resfriamento evaporativo

A conservação da massa de água no resfriador é apresentada na equação (47).

$$\dot{m}_8 w_8 - \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 w_9 \quad (47)$$

A massa de água no ponto 10 é calculada pela equação (48).

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 (w_9 - w_8) \quad (48)$$

A taxa de calor retirada do ar no processo de RE é calculada pela equação (49).

$$Q_{resf} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 \quad (49)$$

3.4.2 Modelagem exergética

3.4.2.1 Ciclo a gás SRA com acionamento por gases de exaustão

Tratando o ar e os gases após a combustão de gases perfeitos, podemos utilizar a equação (50), segundo Kotas (1985) e Antunes (1999), que envolvem os pontos 2,3,4,5 e 6 (este, refere-se ao lado gás da caldeira de recuperação), e nos Casos 2A e 3A, envolveram os pontos 31a e 32a, referente a parcela destinada dos gases de exaustão para acionamento do SRA.

$$B_i = \dot{m}_i \left[\left(T_i - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right) c_{p_{gas}} - RT_0 \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \right] \quad (50)$$

Neste projeto a constante universal dos gases foi de 0,29 kJ/kgK para os gases de exaustão e 0,287 kJ/kgK para o ar. Para o ponto 7, entrada de combustível na câmara de combustão, considera-se a exergia deste ponto como sendo a própria potência suprida pelo combustível ($\dot{Q}_{comb}$).

3.4.2.2 Ciclo a vapor e SRA com acionamento por vapor de alta e baixa pressão

Para o ciclo a vapor, a equação (51), é utilizada para a água e seus diferente estados termodinâmicos, assim como os pontos do lado vapor da caldeira de recuperação (pontos 25 e

26), do ciclo combinado proposto. Nos Casos 2B e 3B envolverá os pontos 31b a 34b, referente ao fluxo de vapor de alta pressão, e nos Casos 2C e 3C envolverá os pontos 31c a 33c, referente ao fluxo de vapor de baixa pressão, todos destinados para acionamento térmico do SRA.

$$B_i = \dot{m}_i [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (51)$$

3.4.2.3 Resfriamento evaporativo

Para este componente utiliza-se a equação (53) adaptada de Bejan (1997), pois o fluxo de ar após o resfriamento possui determinada quantia de vapor de água, no qual o índice d relaciona a quantidade de vapor presente em um quilo de ar seco. Será empregada no Caso 1 e no Caso 3 e suas subdivisões envolvendo os pontos 8, 10 e 1 (esse também possui umidade relativa).

$$B_i = \dot{m}_i \left[(cp_{ar} + dcp_{vap}) \left(T_i - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right) cp_{gas} - RT_0 \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \right] \quad (53)$$

3.4.3 Análise termoeconômica

Aplicando o modelo proposto por Valero et al. (1994), pode-se determinar os custos exergéticos (k^*) para os fluxos presentes no CC proposto. Com base nos fluxos apresentados nas Figuras 15, 16 e 17, e a partir da obtenção dos valores de exergia de cada corrente, determinam-se os custos exergéticos do sistema através da aplicação da TEC. Para auxílio da estruturação do equacionamento, a Tabela 7 demonstra os insumos, produtos e perdas de cada componente do CC proposto.

Tabela 7 – Fluxos de insumos, produtos e perdas: Caso base

	Equipamento	Insumos	Produtos	Perdas
1	Compressor	B ₂ * e B ₄₁ *	B ₃ *	-
2	Câmara de Combustão	B ₃ * e B ₇ *	B ₄ *	-
3	Turbina a gás	B ₄ *	B ₄₁ * e B ₄₂ *	-
4	Gerador TG	B ₁₂ *	B ₁₅ *, B ₁₇ * e B ₅₄ *	B ₅₀ *
5	HRSO	B ₂₅ * e B ₂₆ *	B ₆ * e B ₂₆ *	-
6	Turbina a vapor	B ₂₆ *	B ₄₃ *, B ₂₇ * e B _{27a} *	-
7	Gerador TV	B ₄₃ *	B ₅₂ *	B ₅₁ *
8	Condensador	B ₂₇ *	B ₂₈ *	B ₅₃ *
9	Processo	B _{27a} *	B _{28a} *	B ₄₄ *
10	Bomba 1	B ₄₅ * e B ₂₈ *	B ₂₉ *	-
11	Desaerador	B _{28a} * e B ₂₉ *	B ₃₀ *	B ₄₆ *
12	Bomba 2	B ₃₀ * e B ₄₇ *	B ₂₅ *	-

Fonte: Autoria própria

A Tabela 7 envolve o Caso base, no qual não há unidade de resfriamento, para os demais Casos, os insumos, produtos e perdas encontram-se na Tabela 8, com detalhe para o desaerador que requer a reposição de vapor de alta e de baixa pressão destinados ao SRA (linhas 5 e 7).

Tabela 8 – Insumos, produtos e perdas das unidades de resfriamento, conforme subdivisão

Subdivisões		Equipamento	Insumos	Produtos	Perdas
SRA - Gases de exaustão	1	SRA	B _{31a} *	B _{32a} *	-
	2	Dessuperaquecedor	B _{31b} *	B _{32b} *	-
SRA - Vapor de alta pressão	3	Válvula de expansão	B _{32b} *	B _{33b} *	-
	4	SRA	B _{33b} *	B _{34b} *	-
	5	Desaerador	B _{34b} *, B _{28a} * e B ₂₉ *	B ₃₀ *	B ₄₆ *
SRA – Vapor de baixa pressão	5	Superaquecedor	B _{31c} *	B _{32c} *	-
	6	SRA	B _{32c} *	B _{33c} *	-
	7	Desaerador	B _{33c} *, B _{28a} * e B ₂₉ *	B ₃₀ *	B ₄₆ *
-	8	RE	B ₈ * e B ₁₀ *	B ₉ *	

Fonte: Autoria própria

A próxima etapa é obter a matriz incidência A por meio da aplicação das proposições do modelo TCE descritas na seção 3.2.2. As equações para o Caso base são apresentadas na Tabela 9, assim como a proposição empregada em cada uma delas. Diante dela, calcula-se os custos

exergéticos (B_i^*) para cada fluxo do ciclo proposto e suas configurações, o que possibilita posterior cálculo do custo exergético unitário (k^*) por meio da equação (22).

Tabela 9 –Equações das proposições da TEC

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_2^* + B_{41}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
2	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
3	1	$B_4^* - B_{41}^* - B_5^* - B_{42}^* = 0$ (Turbina a gás)
4	1	$B_{42}^* - B_{45}^* - B_{47}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
5	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
6	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{43}^* = 0$ (TV)
7	1	$B_{43}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
8	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{44}^* = 0$ (Processo)
9	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
10	1	$B_{28}^* + B_{45}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
11	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{46}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
12	1	$B_{30}^* + B_{47}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
13	2	$B_2^* = B_2$ (Ar de entrada)
14	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
15	3	$B_4^* - B_5^*(B_4/B_5) = 0$ (Gases de exaustão)
16	3	$B_{26}^* - B_{27a}^*(B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
17	3	$B_{26}^* - B_{27}^*(B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
18	4	$B_{12}^* - B_{11}^*(B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
19	4	$B_{45}^* - B_{47}^*(B_{45}/B_{47})$ (E. elétrica)
20	4	$B_{45}^* - B_{54}^*(B_{45}/B_{54})$ (E. elétrica)
21	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
22	5	$B_{44}^* = 0$ (Perdas Processo)
23	5	$B_{46}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
24	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
25	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
26	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Fonte: Autoria própria

Os demais casos utilizarão as equações da Tabela 8, com inserção dos fluxos envolvidos em cada Caso e suas subdivisões, e estão presentes no anexo A.

4 RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados para os Casos 1, 2 e 3 e suas respectivas subdivisões na condição de vazão mássica constante.

Tabela 10 – Resultados Análise Energética - Caso Base

Parâmetros analisados	Valores
T_2 – sem resfriamento [°C]	25
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	42,95
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,73
$\dot{m}_{vapor}$ [kg/s]	5,37
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	36.500
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	17.205
$\dot{W}_{t.gas}$ [kW]	29.982
$\dot{W}_{t.vapor}$ [kW]	2.100
TIT [°C]	1.071
ΔT_{pp} [°C]	20
T'_{ch} [°C]	188,80
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	14.878
η_{ciclo} [%]	40,76

Fonte: Autoria própria

Tabela 11 – Resultados Análise Energética - Caso 1

Parâmetros analisados	Valores
T_2 – Após resfriamento [°C]	20
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	43,68
$\dot{m}_{agua-RE}$ [kg/s]	0,042
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,77
$\dot{m}_{vapor}$ [kg/s]	5,37
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	38.500
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	16.876
$\dot{W}_{t.gas}$ [kW]	31.154
$\dot{W}_{t.vapor}$ [kW]	2.100
TIT [°C]	1.078
ΔT_{pp} [°C]	20
T'_{ch} [°C]	192,10
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	16.328
η_{ciclo} [%]	42,10

Fonte: Autoria própria

Tabela 12 – Resultados Análise Energética - Caso 2

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 2A	CASO 2B	CASO 2C
T_2 – após resfriamento [°C]	17,50	17,50	17,50
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	44,95	44,95	44,95
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,77	0,77	0,77
$\dot{m}_{vapor}$ [kg/s]	5,15	5,33	5,33
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	38.750	38.750	38.750
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	16.929	16.603	16.441
$\dot{W}_{t.gas}$ [kW]	31.977	31.484	31.357
$\dot{W}_{t.vapor}$ [kW]	1.996	2.009	2.035
TIT [°C]	1.054	1.058	1.065
ΔT_{pp} [°C]	20	18	18
T'_{ch} [°C]	200,00	195,40	196,50
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	16.967	16.841	16.903
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	2,186 (G.ex)	0,102 (V.vivo)	0,115(V.proc)
η_{ciclo} [%]	43,23	43,46	43,62

Fonte: Autoria própria

Tabela 13 – Resultados Análise Energética - Caso 3

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 3A	CASO 3B	CASO 3C
T_2 – após resfriamento [°C]	15,00	15,00	15,00
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	45,33	45,33	45,33
$\dot{m}_{agua-RE}$ [kg/s]	0,026	0,026	0,026
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,790	0,79	0,79
$\dot{m}_{vapor}$ [kg/s]	4,96	5,23	5,344
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	39.500	39.500	39.500
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	16.926	16.411	16.511
$\dot{W}_{t.gas}$ [kW]	32.429	32.025	31.681
$\dot{W}_{t.vapor}$ [kW]	1.843	1.955	2.048
TIT [°C]	1.035	1.055	1.055
ΔT_{pp} [°C]	20	20	20
T'_{ch} [°C]	210,00	203,60	199,90
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	17.346	17.521	17.269
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	1,871(G.ex)	0,076(V.vivo)	0,094 (V.proc)
η_{ciclo} [%]	43,30	44,36	43,72

Fonte: Autoria própria

A Tabela 14 apresenta os resultados dos custos exergéticos unitários de todos os fluxos presentes em cada configuração dos casos 1 a 3.

Tabela 14 – Custo exergético unitário

Fluxo	C. base	C. 1	C. 2a	C. 2b	C. 2c	C. 3a	C. 3b	C. 3c
1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	4,50	3,71	1,86
2	1,00	3,78	3,97	3,85	4,95	3,70	3,80	4,71
3	1,93	1,88	1,83	1,80	1,79	1,59	1,78	1,81
4	1,74	1,72	1,70	1,69	1,69	1,62	1,69	1,71
5	1,74	1,72	1,70	1,69	1,69	1,62	1,85	1,70
6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
11	1,72	1,79	1,68	1,67	1,67	1,47	1,66	1,68
12	1,72	1,79	1,68	1,67	1,66	1,47	1,66	1,82
13	3,13	3,09	3,29	3,08	3,07	3,92	3,07	6,84
14	0,000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
15	1,81	1,78	1,77	1,76	1,75	1,59	1,75	1,77
16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
17	1,87	1,78	1,77	1,76	1,75	1,59	1,75	1,77
25	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
26	2,28	2,26	2,27	2,24	2,22	2,83	2,23	2,23
27	2,28	2,26	2,27	2,24	2,22	2,83	2,23	2,23
27a	2,28	2,255	2,28	2,24	2,22	2,83	2,23	2,23
28	39,4	38,95	23,59	38,64	38,43	48,9	38,44	38,57
28a	3,16	3,12	3,16	3,10	2,98	3,92	3,08	6,37
29	39,54	38,52	23,47	38,22	38,01	48,36	38,02	3,09
30	52,23	28,05	29,56	28,59	28,65	37,72	28,73	28,75
50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
51	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
52	3,30	3,26	3,29	3,241	3,23	4,12	3,23	3,24
53	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
54	1,81	1,78	1,77	1,76	1,75	1,79	1,75	1,76
8	-	1,00	-	-	-	1,00	1,00	1,00
9	-	3,78	-	-	-	3,70	3,71	1,85
10	-	1,00	-	-	-	1,00	1,00	1,00
31()	-	-	(a)1,70	(b)2,44	(c)2,73	(a)1,62	(b)2,23	(c)2,53
32()	-	-	(a) 0	(b)2,53	(c)0	(a)0	(b)2,52	(c) 0
33()	-	-	-	(b)3,38		-	(b)3,37	0,00
34()	-	-	-	(b)0	-	-	(b)0	-
40()	-	-	-	(b)1	(c)1	-	(b)1	(c)1

Fonte: Autoria própria

Tratando-se dos resultados, na análise de primeira lei representada nas Tabelas de 10 a 13, conclui-se que todos os casos apresentam aumento de eficiência e potência líquida em comparação ao caso base. Em específico, para o Caso 1 tem-se um aumento da potência líquida em 1450 kW, ganho em rendimento de 1,34% e requer a adição de 0,042 kg/s de água ao resfriamento evaporativo; para as configurações do Caso 2 o ganho em potência é em média de

2000 kW, e aumento de rendimento em média de 2,7%, com destaque para o Caso 2c que apresenta ganho de 2,91%; para as configurações do Caso 3 o ganho em potência média é de 2500 kW com destaque para 3b apresentando elevação do rendimento de 3,6%, e requer um fluxo de 0,026 kg/s de água desmineralizada para o resfriamento evaporativo.

Um ponto que requer observação é o fluxo mássico de vapor (ponto 26), que é diminuído devido ao resfriamento do ar entrada diminuir a temperatura dos gases de exaustão após expansão na turbina.

Os custos exergéticos são representados na Tab. 14. Analisando os casos em termos do custo da potência elétrica produzida todos os casos apresentam redução do custo na turbina a gás (ponto 54) e vapor (ponto 52), destacando o Caso 3b. Em termos de produção de vapor vivo (ponto 26) constata-se uma pequena redução do custo para todos os casos em comparação com o Caso base. Por fim, para o custo do fluxo resultante do resfriamento (ponto 2), observa-se que o Caso 3 apresenta o menor custo devido ao fluxo direcionado ao SRA (ponto 31a) apresentar o menor custo de produção, entretanto, nesse caso há uma adição de custo de investimento do sistema evaporativo (para o Caso 2a o custo é de $k=1,7$, ligeiramente maior que $k=1,62$)

5 CONCLUSÕES

Desenvolveu-se neste estudo a análise de configurações de ciclo combinado com o resfriamento do ar entrada utilizando resfriamento evaporativo e sistema de refrigeração por absorção e realizado seu comparativo por meio da análise termoeconômica dos fluxos presentes em cada configuração e comparados a um caso base sem resfriamento.

Considerando-se a utilização de tecnologias que não requerem o emprego de fontes externas de energia, em relação ao ciclo combinado que possui em seu funcionamento dois fluxos de trabalho, gases e vapor de água, que permitem alimentação dos sistemas de refrigeração empregados na diminuição da temperatura do ar de entrada, que conforme a literatura e os dados aqui apresentados permitem uma maior vazão mássica de ar resultando em maior eficiência energética.

Foi empregado um conjunto a gás hipotético com potência líquida próxima de 15.000 kW, vazão mássica de 40 kg/s e temperatura após expansão de 450 °C, associado a um ciclo a vapor, produzindo 5 kg/s a 5 MPa e 400 °C, em cogeração com destino de 3 kg/s para processo. Ambos foram desmembrados para pormenorização dos custos, sendo a turbina a vapor dimensionada através dos valores de vazão, temperaturas, entalpias pertinentes ao vapor de utilização, definindo assim a quantidade e a qualidade do vapor que é destinada ao processo, do vapor para o aquecedor de mistura e vapor destinado a condensação.

Adotou-se para o resfriamento do ar de entrada determinadas temperaturas, com temperatura final de 20 °C para o Caso 1, 17,5 °C para o Caso 2 e 15 °C para o Caso 3, respeitando a capacidade de cada sistema de resfriamento. Para a composição das configurações que envolvem SRAs, foram selecionados equipamentos comerciais que atendessem a demanda de resfriamento requerida, calculada previamente, e posteriormente adequar os cálculos conforme seleção do equipamento.

Observa-se que os casos envolvendo SRAs requerem parcela de fluxo de trabalho do ciclo para seu acionamento térmico, gerando uma necessidade de alteração de alguns parâmetros da caldeira de recuperação como a diferença de *pinch point*, como nos casos 2b e 2c na Tab. 12.

Para a obtenção dos resultados dispostos no capítulo 4 foi necessária uma análise termodinâmica de primeira lei, servindo de pano de fundo para o próximo passo que envolve uma análise termodinâmica de segunda lei através da análise exergética, determinando as

irreversibilidades do ciclo combinado em relação a seu ambiente. Por último, de posse desta segunda análise, estruturou-se a análise termoeconômica utilizando a Teoria do custo exergético, obtendo-se o custo adimensional da produção de cada fluxo presente no ciclo em relação ao custo dos insumos de entrada.

Com a obtenção dos dados, conclui-se que o resfriamento do ar de entrada resulta em um menor custo exergético, avaliando as perdas de segundo de lei e trazendo uma análise mais próxima da realidade, revelando assim um resultado positivo do emprego das tecnologias que não requerem potência de eixo ou elétrica.

5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho traz a concepção de aumento de eficiência de um ciclo combinado utilizando sistemas de refrigeração, e pode-se ampliar a abordagem utilizando outros equipamentos e realizando alterações em demais equipamentos como a caldeira de recuperação, pois com a alteração da temperatura de entrada afeta a produção vapor.

Outra possibilidade é o aquecimento do fluxo mássico de ar após o compressor, auxiliando no aumento de temperatura resultando em provável aumento de potência gerado pela turbina a gás e produção e vapor na caldeira de recuperação.

Por último, sugere-se realizar a análise de sensibilidade adotando diferentes variáveis e valores dos insumos de entrada para maior atratividade ciclo combinado com resfriamento, e também otimização do ciclo combinado a fim de encontrar valores ótimos de parâmetros termodinâmicos para uma maior eficiência e menores custos.

REFERÊNCIAS

- AL-IBRAHIM, A. M.; VARNHAM, A. A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 14–15, p. 1879–1888, 2010. Elsevier Ltd.
- AMERI, M.; HEJAZI, S. H. The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 1, p. 59–68, 2004.
- BAAKEEM, S. S.; ORFI, J.; AL-ANSARY, H. Performance improvement of gas turbine power plants by utilizing turbine inlet air-cooling (TIAC) technologies in Riyadh, Saudi Arabia. **Applied Thermal Engineering**, v. 138, n. October 2017, p. 417–432, 2018.
- BAHLOULI, K. Multi-objective optimization of a combined cycle using exergetic and exergoeconomic approaches. **Energy Conversion and Management**, v. 171, n. July, p. 1761–1772, 2018. Elsevier.
- BALESTIERI, J.A.P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis. Editora UFSC, 2002. 279p
- BASSILY, A. M. Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling. **Applied Energy**, v. 77, n. 3, p. 249–272, 2004.
- BEJAN, A., 1997. **Advanced engineering thermodynamics**, second ed. JohnWiley & Sons, NewYork.
- BIRD, J.; GRABE, W. Humidity effects on gas turbine performance. **The American Society of Mechanical Engineers**, v. 91-GT329, n. Fessler 1979, p. 7, 1991.
- BOONNASA, S.; NAMPRAKAI, P.; MUANGNAPOH, T. Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller. **Energy**, v. 31, n. 12, p. 1700–1710, 2006.
- BORGNAKKE; SONNTAG. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7 ed. São Paulo Blucher, 2009. 461p.
- CATALDI G.; GÜNTNER, H.; MATZ, C.; MCKAY, T.; HOFFMANN, J.; NEMET, A.; LECHLER, S.; BRAUN, J. Influence of high fogging systems on gas turbine engine operation and performance. **Proceedings ASME Turbo Expo 2004**, Vienna, Austria, 2004, GT-2004-53788
- CARMONA, J. Gas turbine evaporative cooling evaluation for Lagos - Nigeria. **Applied Thermal Engineering**, v. 89, p. 262–269, 2015. Elsevier Ltd.

CHAKER, M.A.; MEHER-HOMJI; C.B. Inlet fogging of gas turbine engines—experimental and analytical investigations on impaction pin fog nozzle behavior. Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, USA, vol. 2. **American Society of Mechanical Engineers**; 2003. p. 863–79

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

DE LUCIA, M.; LANFRANCHI, C.; BOGGIO, V. Benefits of compressor inlet air cooling for gas-turbine cogeneration plants; June 1995. **Proceedings of the International Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exposition, Houston Texas**, pp. 5e8

EHYAEI, M. A.; TAHANI, M.; AHMADI, P.; ESFANDIARI, M. Optimization of fog inlet air cooling system for combined cycle power plants using genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 76, p. 449–461, 2015. Elsevier Ltd.

EI-HADIK. The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, p.112-590, e. 6, 1993.

EL-SHAZLY, A. A.; ELHELW, M.; SOROUR, M. M.; EL-MAGHLANY, W. M. Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques. **Alexandria Engineering Journal**, v. 55, n. 3, p. 1903–1914, 2016. Faculty of Engineering, Alexandria University.

FALLAH, M.; SIYAH, H.; GHIASI, R. A.; et al. Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective. **Energy**, v. 116, p. 701–715, 2016. Elsevier Ltd.

FARZANEH-GORD, M.; DEYMI-DASHTEBAYAZ, M. Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 1196–1205, 2011. Elsevier Ltd.

FEIJOO, F.; IYER, G. C.; AVRAAM, C.; et al. The future of natural gas infrastructure development in the United states. **Applied Energy**, v. 228, n. February, p. 149–166, 2018. Elsevier.

FRANCO, A.; CASAROSA, C. Thermoeconomic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants. **Energy**, v. 29, n. 12–15 SPEC. ISS., p. 1963–1982, 2004.

FRANGOPOULOS, C. A. Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 323–342, 1994.

FREIRE, V. F. F.; MATELLI, J. A.; BALESTIERI, J. A. P. Carbon exergy tax applied to biomass integrated gasification combined cycle in sugarcane industry. **Energy**, v. 103, p. 715–724, 2016.

FONSECA FILHO, V. F.; MATELLI, J. A.; PERRELLA BALESTIERI, J. A. Carbon exergy tax applied to biomass integrated gasification combined cycle in sugarcane industry. **Energy**, v. 103, p. 715–724, 2016.

GAMA CERQUEIRA, S. A. A.; NEBRA, S. A. Cost attribution methodologies in cogeneration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 15, p. 1587–1597, 1999.

GARCÍA-DÍEZ, E.; GARCÍA-LABIANO, F.; DE DIEGO, L. F.; et al. Autothermal chemical looping reforming process of different fossil liquid fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 19, p. 13633–13640, 2017.

GRIGSBY, L. L. **Electric power generation, transmission and distribution**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012, 479 p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Gas-fired power**. Energy Technology System Analysis Programme (ETSAP). Paris. 2010. Disponível em: www.etsap.org. Acesso em: 17 out 2018.

JOHNSON, R. S. The theory and operation of evaporative coolers for industrial gas turbine installations. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 111, n. 2, p. 327, 1989.

JONSSON M, YAN J. Humidified gas turbines-a review of proposed and implemented cycles. **Energy** 2005;30:1013e78.

KAKARAS, E.; DOUKELIS, A.; KARELLAS, S. Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. **Energy**, v. 29, n. 12-15 SPEC. ISS., p. 2347–2358, 2004.

KIM, K. H.; KO, H. J.; KIM, K.; PEREZ-BLANCO, H. Analysis of water droplet evaporation in a gas turbine inlet fogging process. **Applied Thermal Engineering**, v. 33–34, n. 1, p. 62–69, 2012. Elsevier Ltd.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Editôra Butterworths, London, 1985, 296p.

KOTOWICZ, J.; BARTELA, Ł. The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 911–919, 2010.

KOTOWICZ, J.; BRZĘCZEK, M. Analysis of increasing efficiency of modern combined cycle power plant: A case study. **Energy**, v. 153, p. 90–99, 2018.

LEIVA-ILLANES, R.; ESCOBAR, R.; CARDEMIL, J. M.; et al. Exergy cost assessment of CSP driven multi-generation schemes: Integrating seawater desalination, refrigeration, and process heat plants. **Energy Conversion and Management**, v. 179, n. October 2018, p. 249–269, 2019. Elsevier.

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

MOHAPATRA, A. K.; SANJAY. Comparative analysis of inlet air cooling techniques integrated to cooled gas turbine plant. **Journal of the Energy Institute**, v. 88, n. 3, p. 344–358, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.joei.2014.07.006>>.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica Para Engenharia** - 7 ed Rio de Janeiro, LTC 2013, 840p.

NAJJAR, Y. S. H. Enhancement of performance of gas turbine engines by inlet air cooling and cogeneration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 2, p. 163–173, 1996.

NAJJAR, Y. S. H.; ABUBAKER, A. M. Indirect evaporative combined inlet air cooling with gas turbines for green power technology. **International Journal of Refrigeration**, v. 59, p. 235–250, 2015. Elsevier Ltd.

NAJJAR, Y. S. H.; ABUBAKER, A. M. Thermoeconomic analysis and optimization of a novel inlet air cooling system with gas turbine engines using cascaded waste-heat recovery. **Energy**, v. 128, p. 421–434, 2017. Elsevier Ltd.

PALACIOS-BERECHE, R.; MOSQUEIRA-SALAZAR, K. J.; MODESTO, M.; et al. Exergetic analysis of the integrated first- and second-generation ethanol production from sugarcane. **Energy**, v. 62, p. 46–61, 2013. Elsevier Ltd.

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, n. 1, p. 918–931, 2013. Elsevier Ltd.

SILVEIRA, J. L. **Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários**; Estudos de Casos para o Setor Terciário. Tese de Doutorado, p. 196, Universidade de Campinas, Campinas, 1994.

VON SPAKOVSKY, M. R. Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 343–364, 1994.

TSATSARONIS, G.; MORAN, M. J. Exergy-aided cost minimization. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 15–17, p. 1535–1542, 1997.

TSATSARONIS, G.; PISA, J. Energy Systems - Application to the CGAM problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 287–321, 1994.

TSOUTSANIS, E.; LI, Y.; PILIDIS, P.; NEWBY, M.. **Part-load performance of gas turbines – Part I: A novel compressor map generation approach suitable for adaptive simulation**. ASME 2012 Gas Turbine India Conference, GTINDIA 2012.

TSUJIKAWA, Y.; SAWADA, T. Characteristics of hydrogen - fueled gas turbine cycle with intercooler , **Hydrogen Turbine and Hydrogen Heater**. , v. 10, n. 10, p. 677–683, 1985.

VALERO, ANTONIO; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; et al. CGAM problem: Definition and conventional solution. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 279–286, 1994.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TORRES, C. Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 365–381, 1994.

WANG, Z.; LUO, D.; LIU, L. Natural gas utilization in China: Development trends and prospects. **Energy Reports**, v. 4, p. 351–356, 2018. Elsevier Ltd.

WU, J.; YAN, J.; JIA, H.; et al. Integrated Energy Systems. **Applied Energy**, v. 167, p. 155–157, 2016.

ZADPOOR, A. A.; GOLSHAN, A. H. Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system. **Energy**, v. 31, n. 14, p. 2652–2664, 2006.

ANEXO A – Equacionamento dos custos exergéticos dos casos

Equacionamento Custo Exergético: Caso 1

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_8^* + B_{10}^* - B_2^* = 0$ (RE)
2	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
3	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
4	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
5	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
6	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
7	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
8	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
9	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
10	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
11	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
12	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
13	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
14	2	$B_8^* = B_8$ (Ar de entrada)
15	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
16	2	$B_{10}^* = B_{10}$ (água desmineralizada)
17	2	$B_4^* - B_5^*(B_4/B_5)$ (Gases de exaustão)
18	3	$B_{26}^* - B_{27a}^*(B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
19	3	$B_{26}^* - B_{27}^*(B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
20	3	$B_{12}^* - B_{11}^*(B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
21	4	$B_{15}^* - B_{17}^*(B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
22	4	$B_{15}^* - B_{54}^*(B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
23	4	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
24	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
25	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
26	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
27	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
28	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 2a

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_1^* - B_2^* + B_{31a}^* - B_{32a}^* = 0$ (SRA-evaporador)
2	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
3	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
4	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
5	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
6	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
7	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
8	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
9	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
10	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
11	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
12	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
13	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
14	2	$B_2^* = B_2$ (Ar de entrada)
15	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
16	3	$B_4^* - B_5^*(B_4/B_5)$ (Gases de exaustão)
17	3	$B_5^* - B_{31a}^*(B_5/B_{31a})$ (Gas exaustão para HRSG/Gas exaustão para SRA)
18	3	$B_{26}^* - B_{27a}^*(B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
19	3	$B_{26}^* - B_{27}^*(B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
20	4	$B_{12}^* - B_{11}^*(B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG/COMP)
21	4	$B_{15}^* - B_{17}^*(B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
22	4	$B_{15}^* - B_{54}^*(B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
23	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
24	5	$B_{32a}^* = 0$ (SRA-saida do gerador)
25	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
26	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
27	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
28	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
29	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 2b

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_1^* - B_2^* + B_{33b}^* - B_{34b}^* = 0$ (SRA-evaporador)
2	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
3	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
4	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
5	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
6	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
7	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
8	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
9	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
10	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
11	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
12	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
13	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
14	1	$B_{31b}^* - B_{32b}^* = 0$ (dessuperaquecedor)
15	1	$B_{32b}^* - B_{33b}^* = 0$ (válvula de expansão)
16	2	$B_1^* = B_1$ (Ar de entrada)
17	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
18	2	$B_{40b}^* = B_{40b}$ (Água entrada Desaerador)
19	3	$B_4^* - B_5^* (B_4/B_5)$ (Gases de exaustão)
20	3	$B_{26}^* - B_{31b}^* (B_{26}/B_{31b})$ (V.vivo TV/V.vivo gerador SRA)
21	3	$B_{26}^* - B_{27a}^* (B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
22	3	$B_{26}^* - B_{27}^* (B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
23	4	$B_{12}^* - B_{11}^* (B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
24	4	$B_{15}^* - B_{17}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
25	4	$B_{15}^* - B_{54}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
26	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
27	5	$B_{32a}^* = 0$ (SRA-saida do gerador)
28	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
29	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
30	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
31	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
32	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 2c

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_1^* - B_2^* + B_{32c}^* - B_{33c}^* = 0$ (SRA-evaporador)
2	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
3	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
4	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
5	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
6	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
7	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
8	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
9	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
10	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
11	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
12	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
13	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
14	1	$B_{31c}^* - B_{32c}^* = 0$ (superaquecedor)
15	1	$B_1^* = B_1$ (Ar de entrada)
16	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
17	2	$B_{20}^* = B_{20}$ (Calor superaquecedor)
18	2	$B_{40c}^* = B_{40c}$ (Água entrada Desaerador)
19	3	$B_4^* - B_5^* (B_4/B_5)$ (Gases de exaustão)
20	3	$B_{27a}^* - B_{31c}^* (B_{27a}/B_{31c})$ (V. processo/V.processo gerador SRA)
21	3	$B_{26}^* - B_{27a}^* (B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
22	3	$B_{26}^* - B_{27}^* (B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
23	4	$B_{12}^* - B_{11}^* (B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
24	4	$B_{15}^* - B_{17}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
25	4	$B_{15}^* - B_{54}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
26	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
27	5	$B_{33c}^* = 0$ (SRA-saida do gerador)
28	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
29	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
30	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
31	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
32	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 3a

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_8^* + B_{10}^* - B_1^* = 0$ (RE)
2	1	$B_1^* - B_2^* + B_{31a}^* - B_{32a}^* = 0$ (SRA-evaporador)
3	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
4	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
5	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
6	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
7	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
8	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
9	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
10	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
11	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
12	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
13	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
14	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
15	2	$B_8^* = B_8$ (Ar de entrada)
16	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
17	2	$B_{10}^* = B_{10}$ (água desmin.)
18	2	$B_4^* - B_5^* (B_4/B_5) = 0$ (Gases de exaustão)
19	3	$B_5^* - B_{31a}^* (B_5/B_{31a})$ (Gas exaustão para HRSG – Gas exaustão para SRA)
20	3	$B_{26}^* - B_{27a}^* (B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
21	3	$B_{26}^* - B_{27}^* (B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
22	3	$B_{12}^* - B_{11}^* (B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
23	4	$B_{15}^* - B_{17}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
24	4	$B_{15}^* - B_{54}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
25	4	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
26	5	$B_{32a}^* = 0$ (SRA-saída do gerador)
27	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
28	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
29	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
30	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
31	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 3b

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_8^* + B_{10}^* - B_1^* = 0$ (RE)
2	1	$B_1^* - B_2^* + B_{33b}^* - B_{34b}^* = 0$ (SRA-evaporador)
3	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
4	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
5	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
6	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
7	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSG)
8	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
9	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
10	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
11	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
12	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
13	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
14	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
15	1	$B_{31b}^* - B_{32b}^* = 0$ (dessuperaquecedor)
16	1	$B_{32b}^* - B_{33b}^* = 0$ (válvula de expansão)
17	2	$B_8^* = B_8$ (Ar de entrada)
18	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
19	2	$B_{10}^* = B_{10}$ (água desmineralizada)
20	2	$B_{40b}^* = B_{40b}$ (Água entrada Desaerador)
21	3	$B_4^* - B_5^* (B_4/B_5) = 0$ (Gases de exaustão)
22	3	$B_{26}^* - B_{31b}^* (B_{26}/B_{31b})$ (V.vivo TV/V.vivo gerador SRA)
23	3	$B_{26}^* - B_{27a}^* (B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
24	3	$B_{26}^* - B_{27}^* (B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
25	4	$B_{12}^* - B_{11}^* (B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
26	4	$B_{15}^* - B_{17}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
27	4	$B_{15}^* - B_{54}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
28	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
29	5	$B_{32a}^* = 0$ (SRA-saida do gerador)
30	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
31	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
32	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
33	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
34	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

Equacionamento Custo Exergético: Caso 3c

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_8^* + B_{10}^* - B_1^* = 0$ (RE)
2	1	$B_1^* - B_2^* + B_{32c}^* - B_{33c}^* = 0$ (SRA-evaporador)
3	1	$B_2^* + B_{11}^* - B_3^* = 0$ (Compressor)
4	1	$B_3^* + B_7^* - B_4^* = 0$ (Câmara de combustão)
5	1	$B_4^* - B_{11}^* - B_5^* - B_{12}^* = 0$ (Turbina a gás)
6	1	$B_{12}^* - B_{15}^* - B_{17}^* - B_{50}^* - B_{54}^* = 0$ (Gerador TG)
7	1	$B_5^* + B_{25}^* - B_6^* - B_{26}^* = 0$ (HRSO)
8	1	$B_{26}^* - B_{27a}^* - B_{27}^* - B_{13}^* = 0$ (TV)
9	1	$B_{13}^* - B_{51}^* - B_{52}^* = 0$ (Gerador TV)
10	1	$B_{27a}^* - B_{28a}^* - B_{14}^* = 0$ (Processo)
11	1	$B_{27}^* - B_{28}^* - B_{53}^* = 0$ (Condensador)
12	1	$B_{28}^* + B_{15}^* - B_{29}^* = 0$ (Bomba 1)
13	1	$B_{28a}^* + B_{29}^* - B_{16}^* - B_{30}^* = 0$ (Desaerador)
14	1	$B_{30}^* + B_{17}^* - B_{25}^* = 0$ (Bomba 2)
15	1	$B_{31c}^* - B_{32c}^* = 0$ (superaquecedor)
16	1	$B_8^* = B_8$ (Ar de entrada)
17	2	$B_7^* = B_7$ (Combustível)
18		$B_{10}^* = B_{10}$ (água desmineralizada)
19	2	$B_{20}^* = B_{20}$ (Calor superaquecedor)
20	2	$B_{40c}^* = B_{40c}$ (Água entrada Desaerador)
21	3	$B_4^* - B_5^* (B_4/B_5) = 0$ (Gases de exaustão)
22	3	$B_{27a}^* - B_{31c}^* (B_{27a}/B_{31c})$ (V. processo/V.processo gerador SRA)
23	3	$B_{26}^* - B_{27a}^* (B_{26}/B_{27a})$ (Vapor)
24	3	$B_{26}^* - B_{27}^* (B_{26}/B_{27})$ (Vapor)
25	4	$B_{12}^* - B_{11}^* (B_{12}/B_{11})$ (Potência de eixo TG-COMP)
26	4	$B_{15}^* - B_{17}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
27	4	$B_{15}^* - B_{54}^* (B_{15}/B_{17})$ (E. elétrica)
28	5	$B_6^* = 0$ (G. exaustão para ambiente)
29	5	$B_{33c}^* = 0$ (SRA-saída do gerador)
30	5	$B_{14}^* = 0$ (Perdas Processo)
31	5	$B_{16}^* = 0$ (Perdas Desaerador)
32	5	$B_{54}^* = 0$ (Perdas Condensador)
33	5	$B_{50}^* = 0$ (Perdas Gerador TG)
34	5	$B_{51}^* = 0$ (Perdas Gerador TV)

ANEXO B - THERMAX Exhaust fired chillers modelo 2D 3M C de 370 TR



Thermax Ltd.

VER: 4.3.0.0

TECHNICAL SPECIFICATIONS: VAPOUR ABSORPTION CHILLER**Client : UNESP****Date : 6/20/2017****Project : Project****Model : 2D 3M C**

	Description	Unit	
	Capacity ($\pm 3\%$):	TR	370.0
A	Chilled Water Circuit:		
1.	Chilled water flow	m ³ /h	202.9
2.	Chilled water inlet temperature	°C	12.2
3.	Chilled water outlet temperature	°C	6.7
4.	Evaporator passes	No.	1+1
5.	Chilled water circuit pressure loss	mLC	6.4
6.	Chilled water Connection diameter	DN	150
7.	Glycol type		NA
8.	Chilled water glycol %	%	0.0
9.	Maximum working pressure	kgf/cm ² (g)	8
B	Cooling Water Circuit:		
1.	Heat rejected	kcal/h	1915120.0
2.	Cooling water flow	m ³ /h	380.0
3.	Cooling water inlet temperature	°C	29.4
4.	Cooling water outlet temperature	°C	34.5
5.	Absorber / Condenser passes	No.	1,1/1
6.	Cooling Water Bypass Flow	m ³ /h	27.0
7.	Cooling water circuit pressure loss	mLC	5.4
8.	Cooling water connection diameter	DN	200
9.	Glycol type		NA
10.	Cooling water glycol %	%	0.0
11.	Maximum working pressure	kgf/cm ² (g)	8
C	Exhaust Gas Circuit:		
1.	Heat input ($\pm 3\%$)	kcal/h	796240.0
2.	Engine Type		GasFired
3.	Exhaust gas Flow rate ($\pm 3\%$)	kg/h	20304.0
4.	Exhaust gas inlet Temperature	°C	450.0
5.	Exhaust gas outlet Temperature	°C	301.9
6.	Exhaust connection diameter (Indicative)	DN	800
7.	Exhaust Gas Avg. Sp.Heat Capacity	kcal/kg°C	0.273
8.	Exhaust Gas Flow at 100% Engine Load	kg/h	20304.0
9.	Percentage Engine Load considered	%	100.0
10.	Allowable Pressure drop in VAM-EG Furnace	mmWC	100.0

ANEXO C - Especificações retiradas do catálogo THERMAX STEAM DRIVEN-Vapour Absorption Chiller (2015) – Página 8

■ Specification Sheet

MODEL NUMBER	UNITS		2B 2K C	2B 2L C	2B 2M C	2B 2N C	2B 3K C	2B 3L C	2B 3M C	2B 4K C	2B 4L C	2B 4M C	2B 5K C	2B 5L C	2B 5M C	2B 5N C	2B 6K C	2B 6L C	2B 7K C	2B 7L C	2B 7M C	2B 8K C	2B 8L C	2B 8M C	2B 8N C												
Cooling Capacity	TR		127	152	192	229	270	303	358	401	452	498	552	609	712	796	898	1003	1259	1392	1537	1780	1923	2147	2305												
Chilled Water Circuit	Flow rate	gpm	303.5	363.3	458.9	547.3	645.3	724.1	855.6	958.3	1080.2	1190.2	1319.2	1455.4	1701.6	1902.4	2146.1	2397.1	3008.9	3326.7	3673.3	4252.0	4595.8	5131.1	5598.7												
	Pressure loss	ft.LC	3.5	4.2	10.8	13.0	11.1	11.9	19.2	17.1	17.1	18.0	17.9	17.9	13.9	14.3	26.3	26.9	13.1	14.0	15.0	14.7	15.3	23.8	24.5												
	Connection Diameter	NPS	5					6	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10	14	14	14	16	16	16	16												
Cooling Water Circuit	Flow rate	gpm	559	669	845	1008	1189	1334	1576	1766	1990	2193	2430	2681	3135	3505	3954	4416	5543	6129	6767	7837	8467	9453	10149												
	Pressure loss	ft.LC	8.5	9.2	23.2	24.5	20.6	20.9	16.5	13.7	14.4	15.3	13.5	14.2	18	18.7	25.3	26.3	25.2	27.5	30	26	27.8	35.3	37.7												
	Connection Diameter	NPS	6					8	10	10	10	10	12	12	14	14	14	14	16	16	16	18	18	18	18												
Steam Circuit	Steam Consumption	lb/hr	1069	1280	1617	1928	2257	2531	2990	3342	3763	4154	4600	5073	5940	6641	7582	8470	10594	11708	12916	14982	16165	18048	19357												
	Connection Diameter (Steam)	NPS	2.5					3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5	6	6	6	8	8	8	8												
	Connection Diameter (Drain)	NPS	1.5					2	2	2	1.5	1.5	1.5	2	2	2	2	2	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5												
Overall Dimensions	Length	inches	114.4	144.4	154.5	154.5	156.8	180.7	180.7	185.5	185.5	188.1	188.1	188.1	230.9	230.9	238.9	238.9	294.3	294.3	294.3	298.4	298.4	347.6	347.6												
	Width	inches	80.5	80.5	74.2	74.2	76.8	79.0	79.0	84.7	84.7	84.7	93.5	93.5	97.0	97.0	96.3	96.3	115.7	115.7	115.7	125.0	125.0	130.0	130.0												
	Height	inches	105.6	105.6	105.6	105.6	108.8	108.8	109.8	109.8	120.1	120.1	127.6	127.6	131.5	131.5	135.0	135.0	148.6	148.6	148.6	165.0	165.0	165.3	165.3												
Weight	Maximum Shipping	x 1000 lb	13.1	13.5	16.0	16.5	19.5	20.0	22.5	26.7	27.6	28.2	32.9	33.7	41.3	42.4	53.1	54.6	76.1	77.8	79.9	92.6	94.5	108.3	110.8												
	Operating	x 1000 lb	14.5	14.9	17.6	18.2	22.0	22.7	25.4	30.5	31.7	32.4	38.2	39.2	47.7	49.2	61.1	63.0	89.4	91.7	94.6	110.2	112.8	128.0	131.2												
Clearance	Tube Removal	inches	98.5	98.5	137.9	137.9	161.54	165.54	165.5	165.48	165.48	168.42	168.42	168.42	208.82	208.82	210.396	210.396	267.92	267.92	267.92	267.92	267.92	315.2	315.2												
Electric Supply	Absorbent Pump Motor Rating	KW (A)	2.2 (6)					3.7 (11)					5.5 (14)					6.6 (17)					7.5 (20)					9.0 (27)					11.0 (28)				
	Refrigerant Pump Motor Rating	KW (A)	0.3 (1.4)																																		
	Vacuum Pump Motor Rating	KW (A)	0.75 (1.8)																																		
	Total Electric Input	KVA	7.6	9.1	11.2	13.4	15.5	20.3	25.3	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0											
Power Supply	460 V (±10%), 60 Hz (±5%), 3 Phase-4W																																				

Notes: 1) Model Nos. : 2B XX C Steam Fired Double Effect Vapour Absorption Chillers 2) Chilled water inlet / outlet temperature = 54 /44°F 3) Cooling water inlet / outlet temperature = 85 /94.4°F 4) Steam at control valve inlet is at 115 psig pressure in dry saturated condition. 5) Minimum cooling water inlet temperature is 50°F 6) Ambient condition shall be between 40 to 115°F 7) Maximum allowable pressure in chilled / cooling water system = 115 psig 8) Maximum allowable pressure in steam system = 150 psig 9) Control panel electric input = 1 kVA 10) All water nozzle connections to suit ASME B16.5 Class 150 11) Technical specification is based on ARI 560:2000 12) Please contact Thermamax representative / office for customized specifications