



XXXVII IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS  
ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING  
BRASÍLIA - DF - BRAZIL

## ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CICLO KALINA KCS1 PARA A RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM UMA FÁBRICA DE CIMENTO

**Elviro Pereira Barbosa Júnior**

**Felipe Raul Ponce Arrieta**

**Gustavo Rodrigues da Costa Horta**

**Luiz Fernando Moreira**

junioirelviro@gmail.com

felipe.ponce@pucminas.br

gustavohorta@live.com

luizfmoreira@hotmail.com

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Av. Dom José Gaspar, 500 - Belo Horizonte, CEP 30535-901, Minas Gerais, Brasil

**Abstract.** A análise termoeconômica do ciclo Kalina KCS1 para a recuperação de calor residual (RCR) tem por objetivo estimar o custo de geração da energia elétrica e a potência líquida gerada. A disponibilidade energética para a geração baseou-se nos dados de energia residual nos pré-aquecedores ciclônicos de uma usina cimenteira com capacidade diária de 3.500 toneladas de clínquer. Foi elaborado um modelo no Engineering Equation Solver (EES) para a simulação do ciclo que contém todos os balanços de massa, energia, entropia e exergia para todos os componentes do ciclo, além da estimativa do custo de geração do sistema. A otimização do ciclo visando maximizar a geração de energia com o mínimo custo de geração foi realizada. A condição ótima do ciclo foi calculada a partir de diversas funções objetivo. Os resultados permitem indicar a faixa de valores das variáveis independentes nas quais se localiza a região de ótimo visando à máxima geração com o mínimo custo, observando-se a forte influência da concentração de amônia no condensador e da pressão do vapor na entrada da turbina. O valor de geração máximo obtido da ordem 2.776 kW e os custos de geração mínimo na faixa de R\$ 150/MWh mostram a competitividade deste ciclo.

**Palavras-chave:** Ciclo Kalina, Algoritmo genérico, Recuperação de calor

## 1 INTRODUÇÃO

O Sistema Elétrico do Brasil passa por um momento crítico, no qual os custos de geração vêm aumentando devido, entre outros motivos, a utilização maior e contínua de usinas termelétricas (EPE, 2015), ao mesmo tempo que as obras para construção de novas hidrelétricas sofrem constantes atrasos. Soma-se a isso a excessiva interferência do governo no setor (Silva et al., 2016) que vem afastando investimentos que poderiam ampliar a oferta e reduzir os custos de geração de energia elétrica. Diante disso, pode torna-se vantajosa para as empresas a busca por fontes alternativas de energia com o intuito de reduzir os custos operacionais. Uma das alternativas é a geração de energia elétrica a partir da recuperação de calor residual. A indústria cimenteira é um dos tipos de indústria que em seu processo rejeitam quantidades consideráveis de calor.

As principais etapas do processo de fabricação na indústria de cimento incluem: mineração e extração de matérias-primas, britagem e moagem de materiais na preparação para a estufa, produção de clínquer e moagem de cimento. O combustível mais comumente utilizado é o carvão, embora alguns fornos utilizem vários resíduos combustíveis, óleo ou gás natural. A matéria prima moída entra na parte superior do forno (Fig. 1) e gradualmente atravessa zonas cada vez mais quentes em direção a chama na parte inferior do forno. O preaquecimento é realizado através de fluxo contracorrente de matérias-primas e os gases de combustão nos preaquecedores ciclônicos. Os sistemas mais comuns possuem uma série de quatro estágios de preaquecimento, de onde os gases de exaustão saem com uma temperatura de até 613 K (USA, 2008). Os gases de escape dos preaquecedores estão na faixa de temperatura onde ainda existem oportunidades para recuperação de calor residual. No entanto, os gases de escape também podem ser usados para a secagem e preaquecimento do forno na fase de moagem.

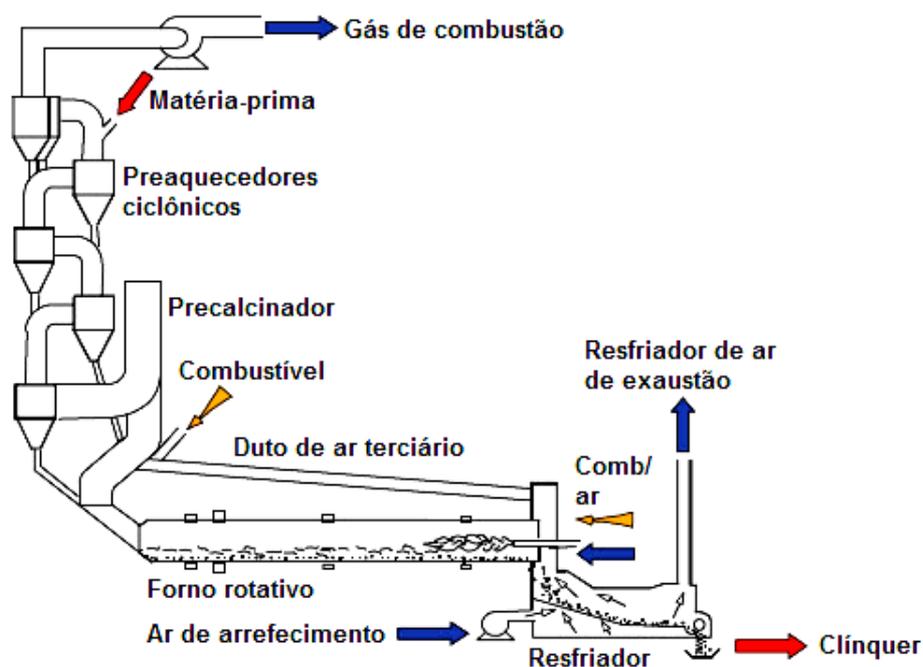


Figura 1. Diagrama padrão de uma planta de produção de cimento (IEAGHG, 2013)

As simulações realizadas neste estudo basearam-se na capacidade diária de produção de clínquer de 3.500 ton/dia, vazão e temperatura do gás do preaquecedor de clínquer de 88 kg/s e 583,15 K, respectivamente (Apodi, 2016). Esta temperatura está dentro da faixa sugerida por IFC (2014) de 573 a 663 K, que pode variar conforme o número de estágios no preaquecedor de clínquer. A composição química dos gases em base mássica foi assumida como sendo 26,3% de CO<sub>2</sub>, 64,58% de N<sub>2</sub>, 4,94% de O<sub>2</sub> e 4,18% de H<sub>2</sub>O.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As tecnologias para recuperação de calor residual podem, segundo Brückner et al. (2015), ser classificadas em passivas ou ativas dependendo se o calor é aproveitado diretamente ou se é convertido em outra forma de energia, respectivamente. Porém, conforme observou Zhang et al. (2012), a geração de energia elétrica a partir de fontes de baixa temperatura, como fontes geotérmicas e calores industriais residuais, apresenta geralmente baixa eficiência. Para melhor aproveitamento destes gases é necessário reduzir as irreversibilidades. Para este fim foram propostos diversos ciclos de potência, dentre estes, está o ciclo Kalina desenvolvido pelo pesquisador russo Dr. Alexander Kalina em 1982 com diversas configurações possíveis. Vários estudos recentes, alguns deles listado na Tabela 1, demonstram que o ciclo Kalina apresenta desempenho, na maioria das aplicações, superior às demais alternativas como os ciclos Rankine e o ciclo Rankine Orgânico.

**Tabela 1. Revisão bibliográfica do Ciclo Kalina**

Principais conclusões	Referência
O ciclo Kalina apresenta um desempenho superior ao ciclo Rankine	Zhang et al. (2015) Guzovic et al. (2010) Mergner and Weimer (2015)
O ciclo Kalina apresenta menor custo de geração do que Ciclo Rankine	Coskun et al. (2014) Rodríguez et al. (2013) Shokati et al. (2015)
A eficiência energética máxima do Kalina ciclo fica entre 15,87 e 37,1% e a fração mássica de amônia ideal na entrada do separador fica entre 80% e 95%.	Modi ad Haglind (2015) Zare et al. (2015) Chen et al. (2015)

Os parâmetros que exercem maior influência sobre o desempenho do ciclo Kalina são, conforme Wang et al. (2015), a concentração de amônia na entrada do separador e a diferença de temperatura no evaporador. De acordo com Thorin (2000), há décadas a mistura binária não-azeotrópica amônia-água é utilizada como fluido de trabalho em processos como refrigeração por absorção, bombas de calor e ciclos de potência. O que caracteriza as misturas não-azeotrópicas é a alteração da composição e da temperatura durante o processo de ebulição

para qualquer concentração. A mudança de temperatura durante os processos de ebulição e condensação é uma característica que permite ao fluido de trabalho manter seu perfil de temperatura mais próximo do perfil de temperatura da fonte de calor, levando a uma troca de calor mais eficiente. Em se tratando da estimativa de custos, Ulrich e Vasudevan (2004), propuseram diversas curvas que relacionam o custo do equipamento com um determinado parâmetro (potência, área de troca de calor, pressão de operação, etc.) e o material que é constituído (ferro, aço inox, titânio, etc.). Portanto, para utilizar este método é necessário o cálculo de diversos parâmetros do ciclo, entre eles a área de troca de calor, por exemplo, que pode ser determinada pela média logarítmica da diferença de temperatura (Incropera, 2007).

### 3 METODOLOGIA

Para a análise e otimização termoeconômica do Ciclo Kalina KCS1 foram executadas as seguintes etapas: 1ª Definir das características da fonte de calor residual; 2ª Elaborar a modelagem termodinâmica do ciclo; 3ª Aplicar a metodologia para estimativa de custos dos equipamentos; 4ª Otimizar parâmetros selecionados através de Algoritmo Genético.

#### 3.1 Definição do ciclo

A seguir é descrito o ciclo Kalina KCS1 tipicamente proposto para aproveitamento do calor residual na indústria cimenteira, conforme Mirolli (2006), Wang et al. (2009) e Zhang et al. (2012). Na Fig. 2 é apresentado o ciclo Kalina KCS1-1 para aproveitamento do calor residual do gás de exaustão dos preaquecedores ciclônicos, estados '20' ao '23'.

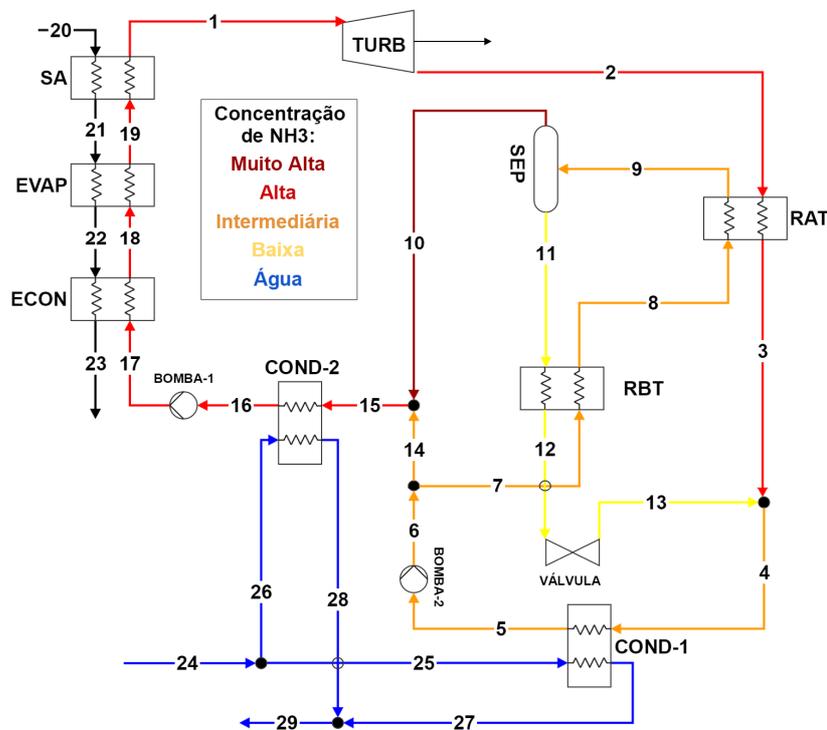


Figura 2. Diagrama do Ciclo Kalina KCS1-1

Neste ciclo o fluido de trabalho é aquecido no economizador (ECON) e vaporizado no evaporador (EVAP) e então é superaquecido no superaquecedor (SA). O vapor superaquecido é expandido através de na turbina (TURB) para gerar trabalho. O vapor de exaustão da turbina passa pelo recuperador de calor de alta temperatura (RAT) e depois é misturado com o fluido de menor concentração de amônia. Com a concentração de amônia reduzida o fluido é condensado no condensador-1 (COND-1) e tem sua pressão elevada na BOMBA-2. Após o bombeamento ia maior parte do fluido é aquecida ao passar pelo recuperador de baixa temperatura (RBT) e pelo RAT, então entrada no separador (SEP) onde a porção líquida com menor teor de amônia segue para o RBT e é expandido na VÁLVULA, se misturando depois com o vapor de exaustão da turbina. O restante do fluido no estado de vapor saturado, com maior concentração de amônia segue então para o condensador-2 (COND-2) e após ser condensado tem sua pressão elevada na BOMBA-1 retornando ao economizador, fechando o ciclo.

### 3.2 Modelagem termodinâmica

Na análise termodinâmica do ciclo Kalina KCS1-1 foram realizados cálculos de acordo os princípios da primeira e segunda leis, através dos balanços de massa, energia, entropia. Para a realização dos cálculos utilizou-se o software EES (Engineering Equation Solver) através do qual foi desenvolvida uma ferramenta computacional para simulação do ciclo Kalina KCS1-1. As propriedades da mistura binária amônia-água foram obtidas através de uma rotina interna do EES. Cada equipamento foi considerado como um volume de controle, determinando-se as propriedades termodinâmicas em cada estado, bem como a transferência de calor e o trabalho em cada processo. Os principais parâmetros da análise termodinâmica foram calculados da seguinte forma:

$$\dot{W}_{Turbina} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{Bomba-1} = \dot{m}_{16} (h_{17} - h_{16}) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{Bomba-2} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (3)$$

$$\dot{W}_{Ciclo} = \dot{W}_{Turbina} - \dot{W}_{Bomba-1} - \dot{W}_{Bomba-2} \quad (4)$$

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{Ciclo}}{\dot{m}_{17} (h_1 - h_{17})} \quad (5)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{Ciclo}}{\dot{m}_{20} (ex_{23} - ex_{20})} \quad (6)$$

Na Eq. (1) até a Eq. (7)  $\dot{m}_i$  é a taxa fluxo de massa, em kg/s;  $h_i$  é a entalpia específica, em kJ/kg;  $ex_i$  é a exergia específica, em kJ/kg;  $\dot{W}_{Turbina}$ , é a potência gerada na turbina; em kW,  $\dot{W}_{Bomba}$  é a potência consumida pela bomba; em kW,  $\dot{W}_{Ciclo}$  é a potência líquida do ciclo Kalina, em kW;  $\eta_e$  é a eficiência térmica do ciclo e  $\eta_{ex}$  é a eficiência exergética do ciclo. Nas Eq. (1), (2) e (3) consideraram-se os rendimentos isentrópicos apresentados na Tabela 2. Na Eq. (6) as exergias específicas para os estados '23' e '20', calcularam-se pela Eq. (7),

utilizando as sub-rotinas para cálculo de propriedades de misturas de gases apresentadas por Santos (2013).

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (7)$$

Na Eq. (7)  $s_i$  é a entropia específica, em kJ/kg.K;  $T_0$ ,  $h_0$  e  $s_0$  são a temperatura do ambiente de referência, a entalpia específica e a entropia específica definidas condições de temperatura e pressão do ambiente de referência, conforme Tabela 2.

**Tabela 2. Dados de entrada do ciclo**

Equipamento	Parâmetro	Valor	Unidade
Ambiente	Pressão	101,32	kPa
	Temperatura	295,15	K
Água de Resfriamento	Pressão de entrada e saída	250	kPa
	Temperatura de entrada	295,15	K
	Temperatura de descarte	303,15	K
Condensador	Título na saída (NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O)	0	-
	$\Delta T$ (NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O - água)	5	K
Separador	Título no estado '11'	0	-
	Título no estado '10'	1	-
RBT	$\Delta T$	5	K
Economizador	$\Delta T$ (pinch point)	5	K
Turbina	Eficiência ( $\eta$ )	85	%
Bomba	Eficiência ( $\eta$ )	85	%

### 3.3 Método para estimativa de custos

O método para estimativa de custos adotado neste trabalho foi proposto por Ulrich and Vasudevan (2004). Neste método é necessário primeiramente definir o valor dos principais parâmetros de cada equipamento, que são: a área dos trocadores de calor, a potência da turbina, as dimensões do separador e a potência das bombas. O preço de compra dos equipamentos é relacionado a estes parâmetros através de gráficos fornecidos pelos autores,

gráficos que também permitiram corrigir o valor dos equipamentos em função do material utilizado e da pressão de trabalho. O material adotado para todos os equipamentos foi o aço inox, conforme recomendado por Whittaker (2009). Para o cálculo da área superficial de transferência de calor considerou-se uma configuração de casco e tubos e a rotina de cálculo elaborada utilizou o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) conforme Eq. (8) e (9), segundo Incropera (2007):

$$\dot{Q}_j = U_j A_j F_j \Delta T_j^{LMTD} \quad (8)$$

$$\Delta T_j^{LMTD} = \left\{ \frac{(T_{h,2} - T_{c,1}) - (T_{h,1} - T_{c,2})}{\ln \left[ \frac{T_{h,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,2}} \right]} \right\} \quad (9)$$

Na Eq. (8) o subscrito 'j' refere-se aos diferentes trocadores de calor que compõem o ciclo: SA, EVAP, ECON, RAT, RBT, COND-1 e COND-2; Q é a taxa de calor transferido, em kJ/s, calculado pelo balanço de energia; U é o coeficiente global de transferência de calor, adotado conforme Tabela 3. Na Tabela 3 os valores são uma média entre os valores máximos e mínimos fornecidos por Ulrich and Vasudevan (2004), e referem-se a trocadores de calor do tipo casco-tubo. A variável F é o fator adimensional de correção em função da configuração do trocador e das temperaturas de entrada e saída, o qual é calculado empregando uma função interna do EES para trocadores de calor do tipo casco-tubo. Por sua vez,  $\Delta T^{LMTD}$  é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, Eq. (9), em K;  $T_{h,2}$  é a temperatura do lado quente na saída de um dado trocador, em K;  $T_{h,1}$  é a temperatura do lado quente na entrada de um dado trocador, em K;  $T_{c,2}$  é a temperatura do lado frio na saída de um dado trocador, em K;  $T_{c,1}$  é a temperatura do lado frio na entrada de um dado trocador, em K.

**Tabela 3. Coeficientes globais de transferência por tipo de interação**

Tipo de Interação:	Gás-Gás	Líquido-Gás	Líquido-Líquido	Líquido-Vapor
Trocador de Calor	SH	EVAP, ECON	HTR, COND	LTR
U (W/m <sup>2</sup> .K)	40(P <sub>1</sub> [bar]) <sup>1/2</sup>	105	1.300	950

O custo específico da eletricidade gerada  $c_g$ , Eq. (10) em R\$/kWh, foi calculado considerando apenas as parcelas de custos referentes à instalação, operação e manutenção, uma vez que se considerou que o gás residual tem custo zero.

$$c_g = c_{inv} \frac{AF}{OH} + c_{O\&M} \quad (10)$$

Onde:

$$AF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (11)$$

$$c_{inv} = \frac{c_{inst}}{\dot{W}_{Ciclo}} \quad (12)$$

$$c_{inst} = \sum_j c_{eq(2004)} \frac{IF_{(2004)}}{IF_{(2015)}} (C_C + C_F)(C_{SD} + C_{AB} + C_{OS}) \quad (13)$$

Na Eq. (13) o subscrito ‘j’ refere-se aos equipamentos do ciclo;  $IF_{(2004)}$  e  $IF_{(2015)}$  são os índices de indexação adimensionais para os anos de 2004 e 2015 no valor de 124 e 100 respectivamente, conforme BOE (2016);  $c_{eq(2004)}$  é o custo de cada um dos principais equipamentos obtido pela interpolação de curvas de custo elaboradas por Ulrich and Vasudevan (2004) referentes ao ano de 2004,  $c_{inst}$  é custo total de instalação referenciado para dezembro de 2015;  $C_C$  se refere a despesas de contingência e  $C_F$  se refere a comissão do contratante e a soma é igual a 1,18;  $C_{SD}$  se refere a elaboração da planta,  $C_{AB}$  se refere aos edifícios auxiliares e  $C_{OS}$  se refere a instalações externas, a soma é igual a 1,30. Na Eq. (12)  $c_{inv}$  é o custo específico de investimento total, em R\$/kW. Na Eq. (10)  $c_{O\&M}$  é o custo específico de operação e manutenção, adotado em 0,072 R\$/kWh conforme Elson et al. (2015). Na Eq. (11)  $n$  é o número de anos de vida útil, adotado em 20 anos;  $i$  é a taxa de juros a longo prazo, considerada em 7% a.a.;  $AF$  é o fator de amortização em ano<sup>-1</sup>;  $OH$  é o número de horas de operação por ano, adotado em 8030 h/ano. Todos os custos foram convertidos de dólar americano para a moeda nacional a uma taxa de 3,60 [R\$/\\$].

### 3.4 Otimização

Após a modelagem termodinâmica e de custos dos ciclos foi utilizada uma ferramenta de otimização por algoritmo genético disponível no EES. As variáveis selecionadas serem otimizadas através do algoritmo genético estão listadas na Tabela 4, bem como a faixa de variação definida para cada variável. A otimização teve dois objetivos: minimizar o custo de geração ( $c_g$ ) e maximizar a potência líquida do ciclo ( $\dot{W}_{Ciclo}$ ).

**Tabela 4. Restrições nas variáveis usadas no Algoritmo Genético**

Variável	Menor Valor	Maior Valor	Variável	Menor Valor	Maior Valor
$\Delta T_{22-18}$ [K]	11	150	$P_1$ [kPa]	5000	10.000
$\Delta T_{2-9}$ [K]	10	35	$P_2$ [kPa]	102	600
$\Delta T_{SA}$ [K]	10	60	$q_{19}$ [%]	40	95
$x_1$ [%]	40	90			

## 4 ANÁLISE DE RESULTADOS

A influência da variação na diferença de temperatura  $\Delta T_{22-18}$  sobre  $c_g$  e  $\dot{W}_{Ciclo}$  é mostrada na Fig. 3. Note-se que quando  $\Delta T_{22-18}$  aumenta  $\dot{W}_{Ciclo}$  diminui a uma taxa constante, esta redução é devido ao fato de uma maior diferença de temperatura entre os estados '22' e '18' leva a uma menor transferência de calor para o fluido de trabalho e, por conseguinte, a uma menor geração de energia. O valor de  $c_g$ , contudo, tem o seu valor mínimo com  $\Delta T_{22-18}$  em cerca de 60 K. Para diferenças maiores que  $\sim 60$  K a redução em  $c_g$  é menos significativa do que a redução em  $\dot{W}_{Ciclo}$ , levando a um aumento no  $c_g$ .

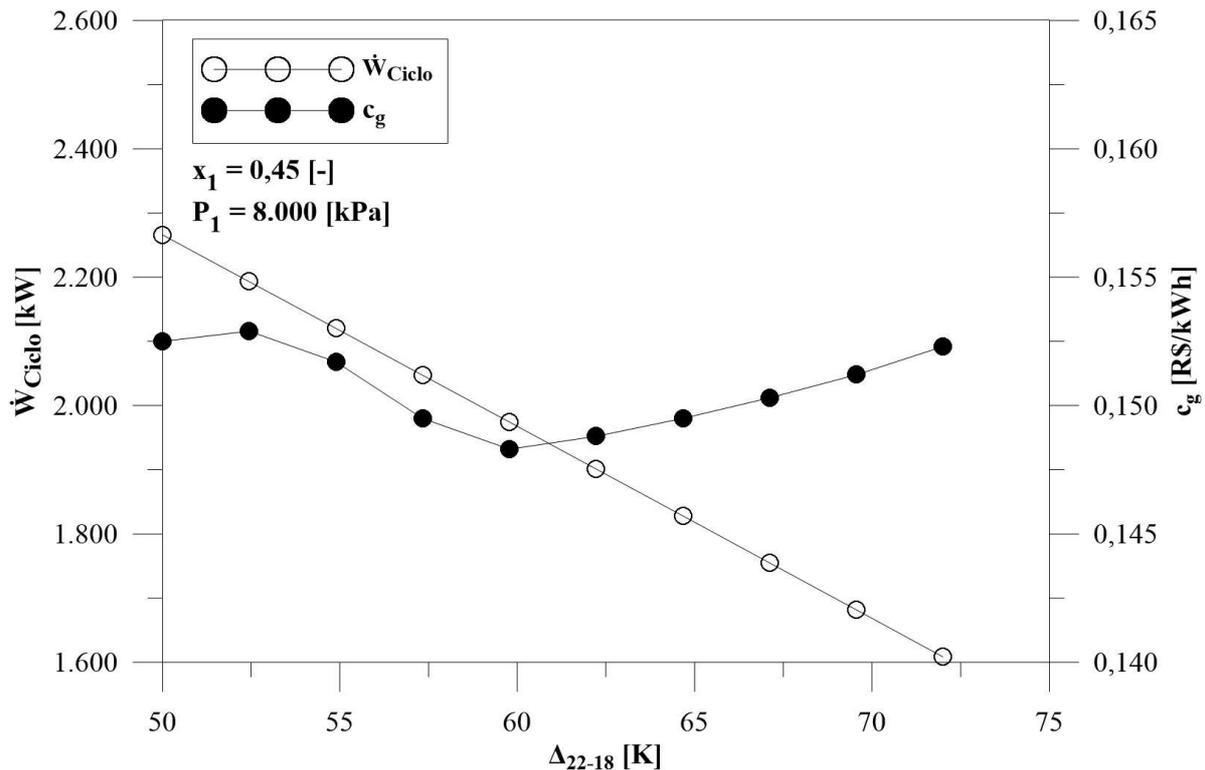


Figura 3. Impacto da variação de  $\Delta T_{22-18}$  sobre o Custo de Geração e a Potência Líquida

A Figura 4 mostra que, como  $P_1$  aumenta, também aumenta  $\dot{W}_{Ciclo}$ , isso ocorre devido à maior diferença de entalpia entre o fluido de trabalho na entrada e na saída da turbina. Observou-se que, com o valor de  $P_1$  acima 6.000 kPa a redução em  $c_g$  é desprezível. O aumento no título  $q_{19}$  não tem qualquer influência sobre  $\dot{W}_{Ciclo}$ , no entanto, leva a um aumento significativo em  $c_g$ , como mostrado na Fig. 5. Finalmente, a Fig. 6 mostra que o aumento de  $x_1$  leva a um aumento na  $\dot{W}_{Ciclo}$  e uma redução no  $c_g$ . Isto ocorre devido a uma maior geração de vapor ocasionada pela maior concentração de amônia (que se evapora mais facilmente). A redução do  $c_g$ , no entanto, deixa de acontecer para concentrações de amônia acima  $\sim 56\%$ .

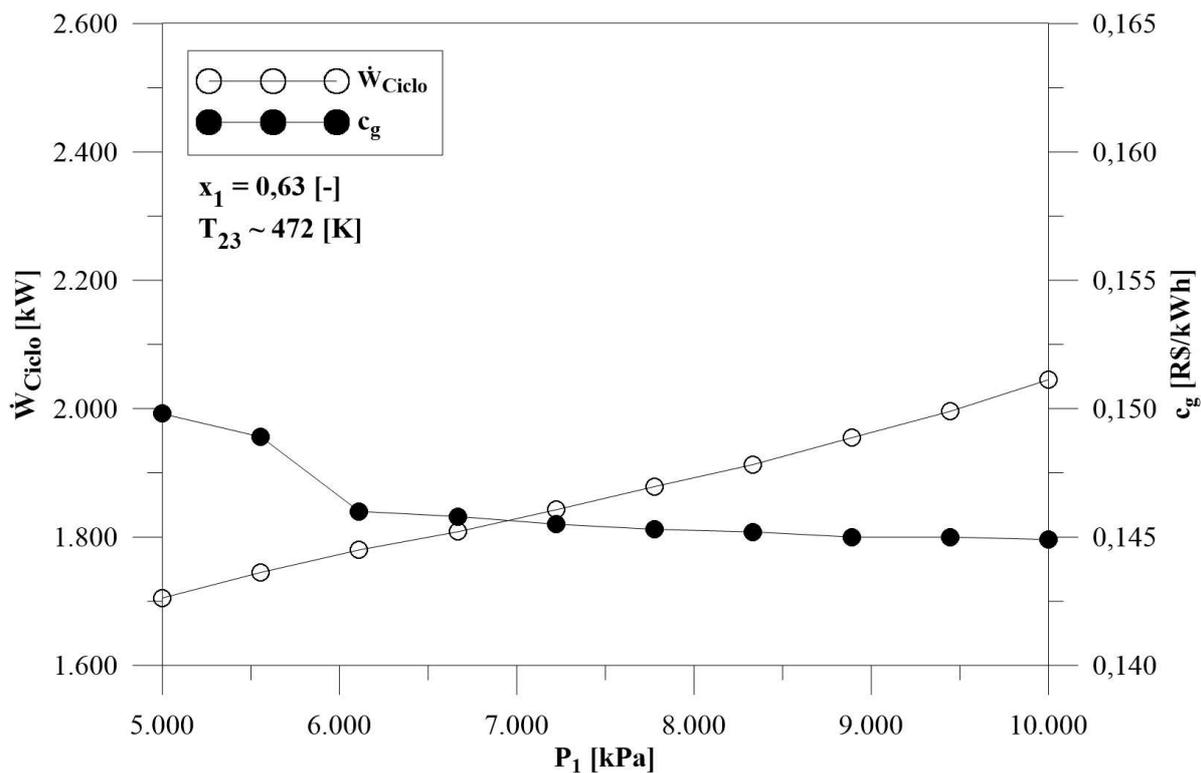


Figura 4. Impacto da variação de  $P_1$  sobre o Custo de Geração e a Potência Líquida

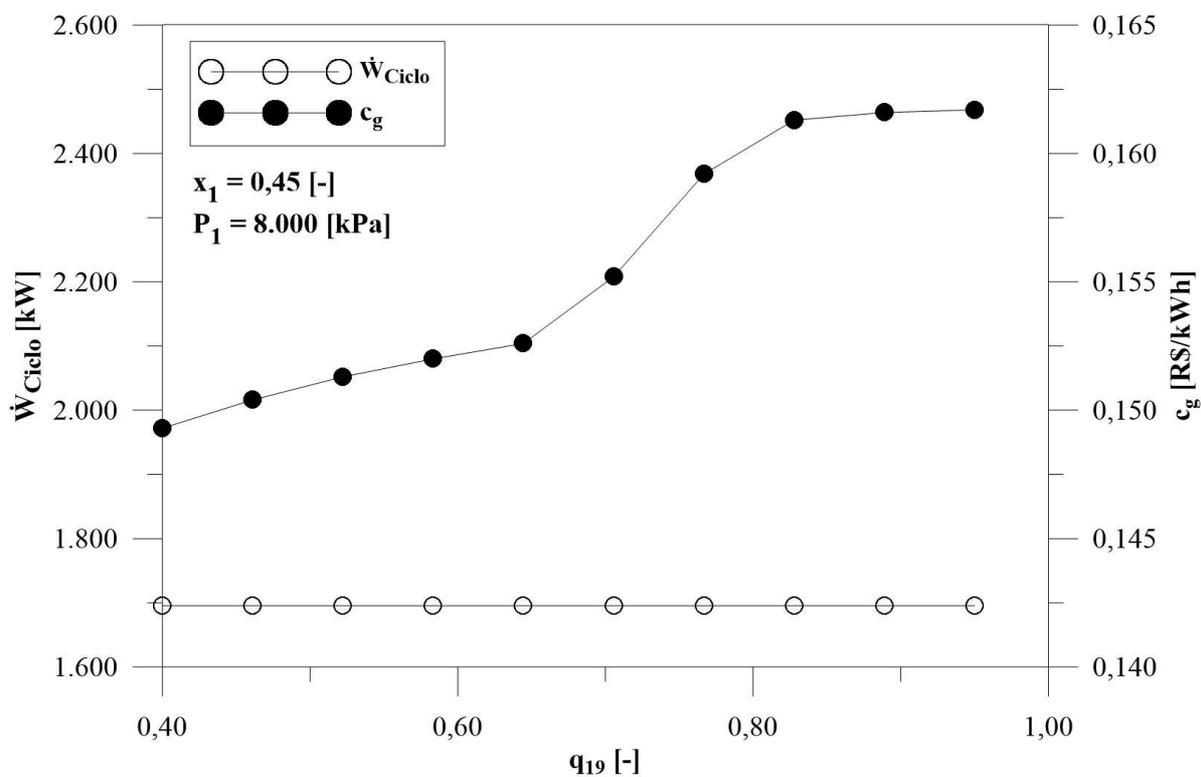


Figura 5. Impacto da variação  $q_{19}$  sobre o Custo de Geração e a Potência Líquida

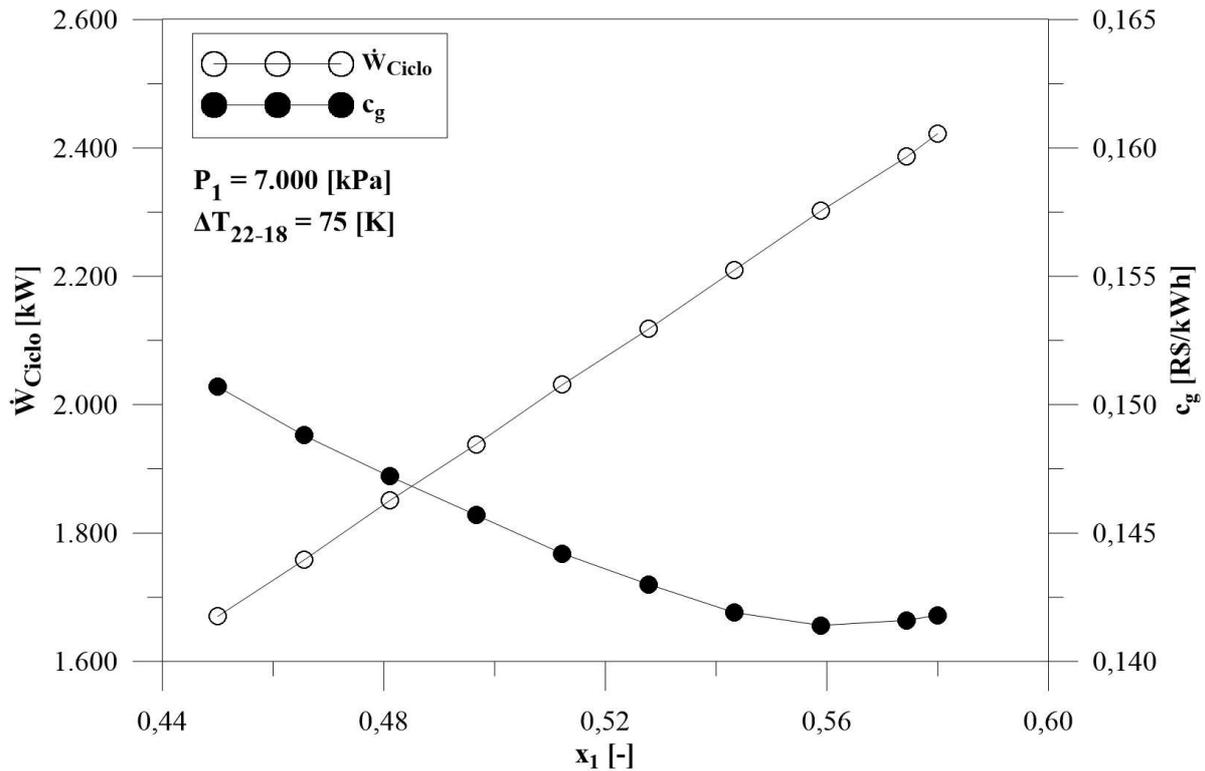


Figura 6. Impacto da variação de  $x_1$  sobre o Custo de Geração e a Potência Líquida

Os trocadores de calor compõem a maior parcela do custo dos equipamentos do ciclo (Fig. 11). Portanto, estudar o comportamento da área dos trocadores em função das variáveis de maior impacto no ciclo leva a uma maior compreensão do comportamento do  $c_g$  nos gráficos da Fig. 3. Na Fig. 7 é possível observar o aumento de  $\Delta T_{22-18}$  leva a uma redução mais significativa nos trocadores que compõem a caldeira de recuperação (ECON, EVAP e SA). De acordo com a Fig. 8 o aumento em  $P_1$  leva a um aumento na área de troca de calor do ECON e do EVAP e a uma redução na área do SA. Isso se deve a maior transferência de calor necessária para geração de vapor na caldeira. A Fig. 9 mostra que o aumento em  $q_{19}$  leva um aumento expressivo na área do EVAP e uma redução na área do SA. Isso ocorre devido a maior troca de calor necessária para que uma maior parcela do fluido seja evaporada.

Por fim, a Fig. 10 mostra que o aumento em  $x_1$  leva a um aumento na área de troca de calor de todos os trocadores, com influência maior no RBT e no COND-1. Isso se deve a maior vazão mássica necessária na saída de líquido saturado do separador (estado '11') para assim manter constante a concentração de amônia no fluxo que passa pelo COND-1. Com isso a pressão na saída da turbina que é definida pela pressão de saturação no COND-1 pode se manter constante a medida de  $x_1$  aumenta.

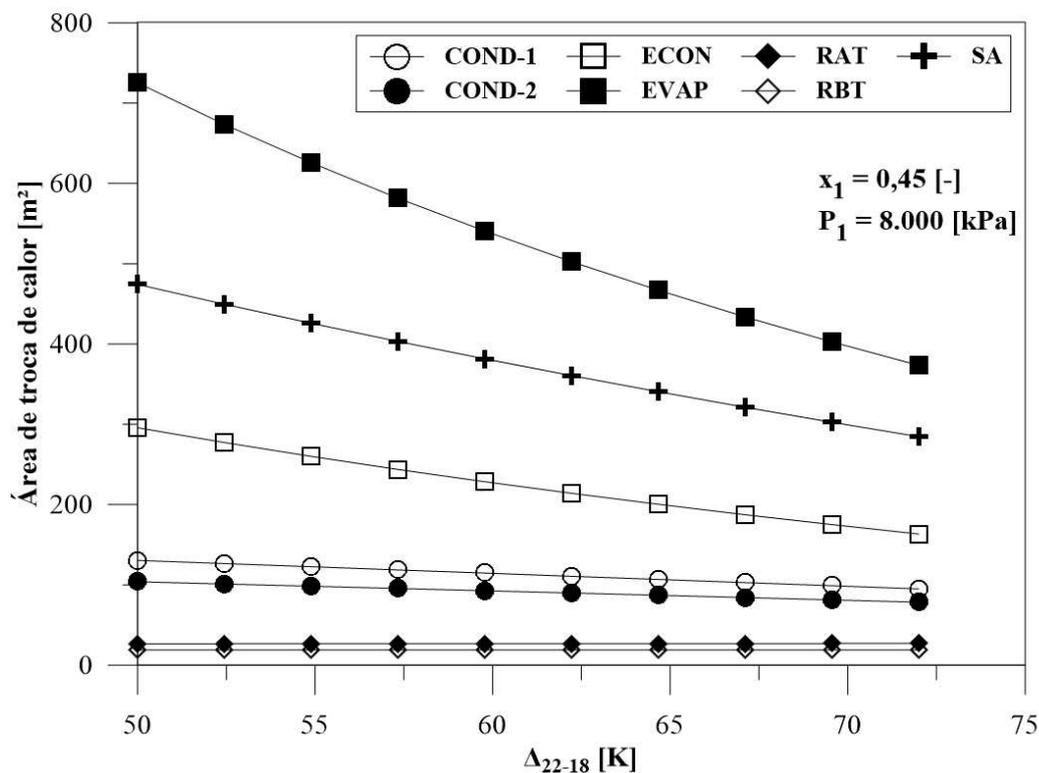


Figura 7. Impacto da variação de  $\Delta T_{22-18}$  sobre a área dos trocadores de calor

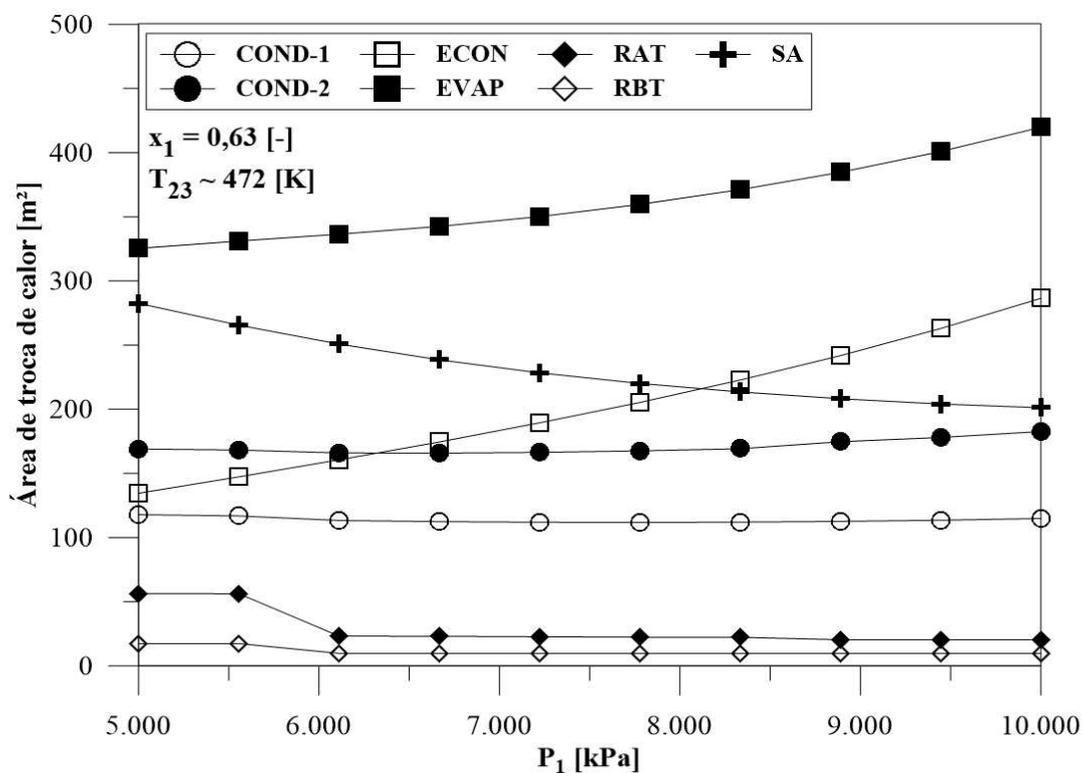


Figura 8. Impacto da variação de  $P_1$  sobre a área dos trocadores de calor

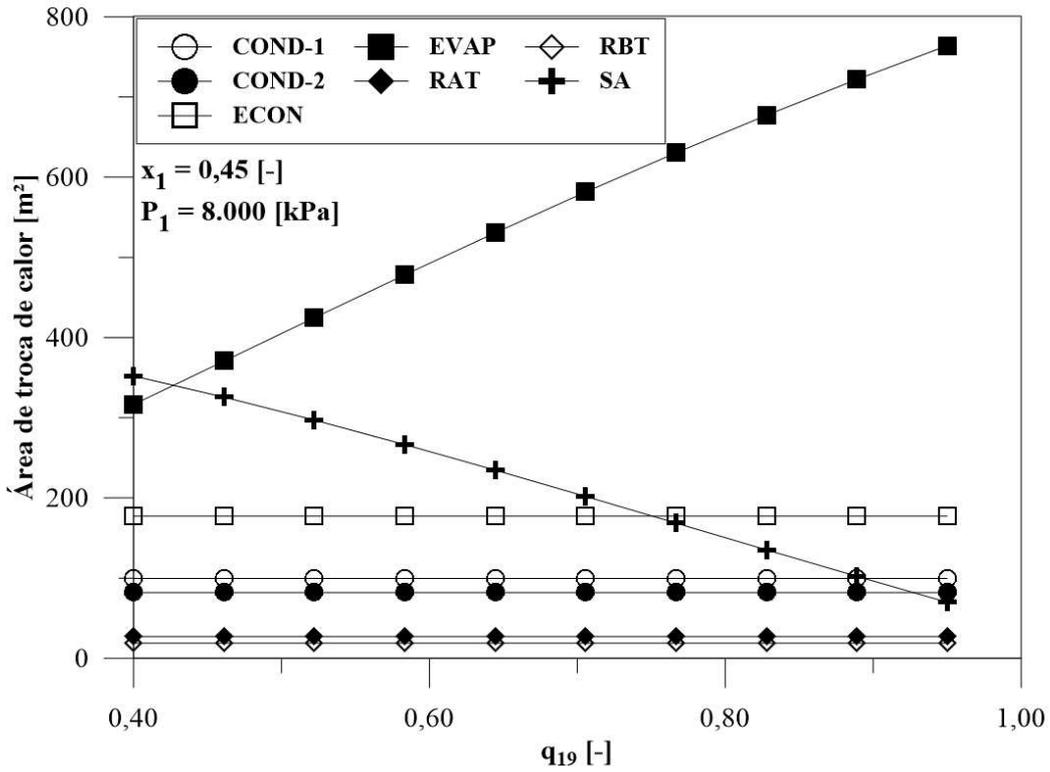


Figura 9. Impacto da variação de  $q_{19}$  sobre a área dos trocadores de calor

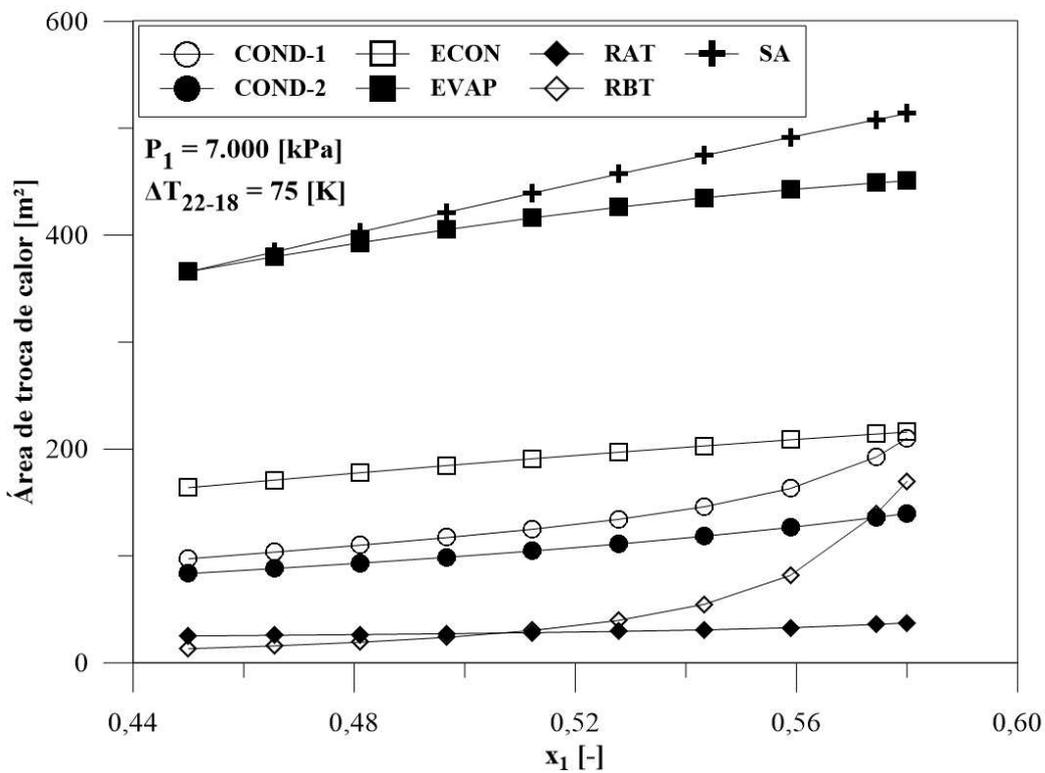


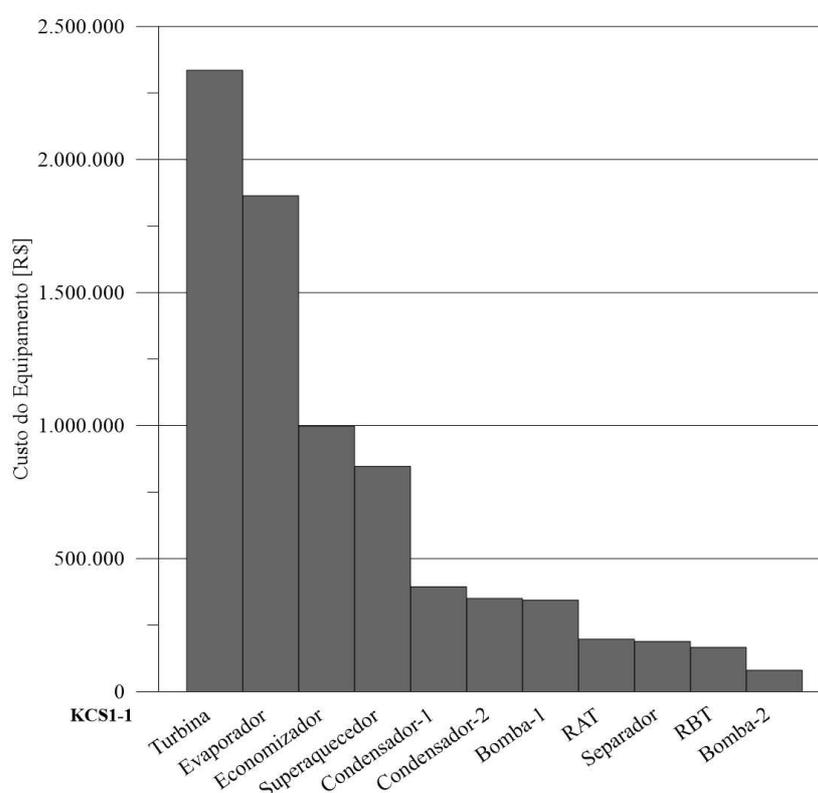
Figura 10. Impacto da variação de  $x_1$  sobre a área dos trocadores de calor

A otimização por algoritmo genético que teve com objetivos minimizar o custo de geração ( $c_g$ ) e maximizar a potência líquida do ciclo ( $\dot{W}_{Ciclo}$ ), alcançou os valores listados na Tabela 4. Nota-se que a minimização de  $c_g$  obteve um valor de  $c_g$  12% menor em relação a simulação que obteve o maior valor de  $\dot{W}_{Ciclo}$ . Ao mesmo tempo obteve o valor de  $c_{inv}$ ,  $c_{inst}$ , 21% e 52% menor, respectivamente. O valor de  $\dot{W}_{Ciclo}$ , por sua vez, foi 39% menor. Em relação a eficiência energética o valor foi 10% maior, enquanto a eficiência exergetica permaneceu aproximadamente a mesma.

**Tabela 4. Restrições nas variáveis usadas no Algoritmo Genético**

Objetivo	$c_g$ [R\$/kWh]	$c_{inv}$ [R\$/kW]	$c_{inst}$ [R\$]	$\dot{W}_{Ciclo}$ [kW]	$\eta_e$ [%]	$\eta_{ex}$ [%]
Min $c_g$	0,1498	6.617	11.218.441	1.695	22,3	49,5
Max $\dot{W}_{net}$	0,1710	8.425	23.384.891	2.776	20,2	49,1

A Fig. 11 mostra que o custo da Turbina tem o maior valor de compra entre os equipamentos do ciclo, porém os trocadores que compõem a caldeira de recuperação (EVAP, ECON e SA) se somados tem maior representatividade em termos de custo do que a turbina. Os demais equipamentos têm individualmente pouco impacto no custo total do ciclo.



**Figura 11. Custos dos equipamentos do ciclo na simulação de menor  $c_g$**

## 5 CONCLUSÃO

A análise de otimização termoeconômica do ciclo Kalina KCS1-1 chegou as seguintes conclusões:

- O valor de  $\Delta T_{22-18}$  que obtêm o menor valor de  $c_g$  é de aproximadamente 60 K;
- O aumento no valor de  $q_{19}$  leva a um aumento significativo em  $c_g$ ;
- O valor ótimo da concentração de amônia na entrada do separador que leva ao menor valor de  $c_g$  é de cerca de 56%;
- O aumento em  $P_1$  impacto maior nas áreas dos trocadores de calor ECON e EVAP.
- A minimização de  $c_g$  obteve um valor de  $c_g$  de 149,8 R\$/MWh sendo 12% menor em relação a simulação que obteve o maior valor de  $\dot{W}_{Ciclo}$ , porém obteve um valor de  $\dot{W}_{Ciclo}$  de 1.695 kW, sendo quase 40% menor;
- A maximização de  $\dot{W}_{Ciclo}$  obteve um valor de 2.776 kW.
- Turbina tem o maior valor de compra entre os equipamentos do ciclo.

### *Agradecimentos*

Os AUTORES generosamente agradecem o apoio da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUCMINAS, o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq – e a Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais – FAPEMIG.

## REFERÊNCIAS

- Apodi (Ceará), 2015. *Whrs - Ute Cimento Apodi Sistema de Recuperação de Calor*. Quixeré. 15 slides: color.
- BOE - California State Board of Equalization (EUA), 2016. *State Of California. Equipment and Fixtures Index, Percent Good and Valuation Factors*. [S. L.].
- Brückner, S. et al., 2015. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, vol. 151, pp. 157-167.
- Chen, Y et al., 2015 Energy and exergy analysis of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. *Energy*, vol. 90, pp. 2028-2037.
- Elson A., Tidball R., & Hampson A., 2015. *Waste Heat to Power Market Assessment*, ICF - International.
- EPE - Empresa de Pesquisa Energética (Brasil), 2015. Ministério de Minas e Energia. *Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2015: Ano base 2014*. Rio de Janeiro: Up Ideias Comunicação e Eventos Eireli.
- Guzovic, Z., Loncar, D., & Ferdelji, N., 2010. Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by means of geothermal energy. *Energy*, vol. 35, pp. 3429-3440.
- IEAGHG, 2013. *Deployment of CCS in the Cement Industry*, Global CCS Institute.

- IFC - International Finance Corporation World Bank Group, 2014. *Waste Heat Recovery for the Cement Sector: Market and Supplier Analysis*.
- Incropera, F. P. et al., 2008. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos.
- Mirolli, M. D., 2006. Cementing Kalina cycle effectiveness. *IEEE Industry Applications Magazine*, vol. 12, n. 4, p. 60-64.
- Modi, A., Haglind, F., 2015. Thermodynamic optimization and analysis of four Kalina cycle layouts for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, vol. 76, pp. 196-205.
- Rodríguez, C. E. C., et al., 2013. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, pp. 109-119.
- Santos, L. A. O., 2014. *Modelagem de ciclos Kalina para a cogeração com calor residual no setor cimenteiro*. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
- Shokati, N., Ranjbar, F., & Yari, M., 2015. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renewable Energy*, vol. 83, pp. 527-542.
- Silva, R. C., Neto, I. M., & Seifert, S. S., 2016. Electricity supply security and the future role of renewable energy sources in Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 59, pp. 328-341.
- Thorin, E., 2000. *Power cycles with ammonia-water mixtures as working fluid: Analysis of Different Applications and the Influence of Thermophysical Properties*. PhD thesis, Royal Institute of Technology/Estocolmo.
- Ulrich, G. D., Vasudevan, P. T., 2004. *Chemical engineering process design and economics: a practical guide*. 2nd ed. Durham, N.H.
- USA U. S. Department Of Energy, 2008. *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*.
- Wang, J., Dai, Y., & Gao, L., 2009. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy*, vol. 86, pp. 941-948.
- Wang, J. et al., 2015. Thermodynamic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power generation system. *Geothermics*, vol. 55, pp. 69-77.
- Whittaker, P., 2009. *Corrosion in the Kalina cycle: An investigation into corrosion problems at the Kalina cycle geothermal power plant in Húsavík*. Dissertação de Mestrado, University of Iceland/Akureyri.
- Zare, V., Mahmoudi, S.M.S., & Yari, M., 2015. On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, vol. 90, pp. 364-374.
- Zhang, X., He, M., & Zhang, Y., 2012. A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 5309-5318.
- Zhang, Z., et al., 2015. Power generation and heating performances of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, vol. 92, pp. 517-522.