

AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE ETILENO

Francisco Franco Amaral, francisco.amaral@braskem.com¹
Alex Álisson Bandeira Santos, alex.santos@fieb.org.br²

¹Braskem S.A, Rua Eteno 1561, Polo Petroquímico de Camaçari, Camaçari BA.

²Campus Integrado de Manufatura e Tecnologias SENAI CIMATEC, Av. Orlando Gomes 1845, Piatã, Salvador BA.

Resumo: Este artigo apresenta uma avaliação exergética de um ciclo de refrigeração de etileno típico de uma planta de produção de eteno a partir do craqueamento seletivo da nafta. A aplicação de uma metodologia de avaliação com base na segunda lei da termodinâmica se torna necessária devido ao alto consumo energético associado a operação destes processos e pela necessidade de se identificar as principais irreversibilidades geradas. As equações de balanço de exergia e eficiência exergética para cada tipo de equipamento contido no processo e para o ciclo de refrigeração foram demonstradas e aplicadas nesta avaliação. Foi verificado que os trocadores de calor são os equipamentos que mais contribuem para a destruição exergética do ciclo e que o compressor de etileno refrigerante é o segundo maior contribuinte. As irreversibilidades geradas em válvulas e linhas também foram avaliadas e verificou-se que as linhas de sucção de cada estágio possuem perdas de cargas elevadas, provocando uma geração significativa de irreversibilidades. A eficiência global para este ciclo de refrigeração foi calculada em 33%, mostrando que há espaço para otimização deste processo. Entretanto, as melhorias identificadas requerem investimento e necessitam de uma avaliação técnica-econômica para verificar a sua atratividade.

Palavras-chave: Ciclos de Refrigeração, etileno, exergia, energia

1. INTRODUÇÃO

A recuperação do etileno de corrente de hidrocarbonetos leves é um processo de extrema importância para as indústrias petroquímicas mundiais. A separação do etileno é tipicamente conduzida em sistemas criogênicos e de alta pressão, onde ciclos de refrigeração são utilizados para disponibilizar as correntes frias necessárias para condensar e resfriar os hidrocarbonetos presentes no processo. Estes sistemas são de extrema relevância para a operacionalidade das unidades produtoras de etileno, pois representam de 15% a 20% do investimento total das plantas e de 10% a 20% do custo total com utilidades (PICKETT, 2005).

Diversas tecnologias podem ser utilizadas nos sistemas de refrigeração, no entanto, a mais comum continua sendo os ciclos de múltiplos estágios e combinados de propileno e etileno (MAFI; NAEYNIAN; AMIDPOUR, 2009). Portanto, devido a importância dos ciclos de refrigeração para a produção de etileno, é esperado que estudos de otimizações e desenvolvimento de novas tecnologias para estes sistemas sejam continuamente desenvolvidos, a fim de reduzir o investimento e o custo operacional destes processos (PICKETT, 2005), (SANTANA *et al.*, 2017), (OH *et al.*, 2016) e (MONTANEZ-MORANTES; JOBSON; ZHANG, N., 2016).

As avaliações termodinâmicas convencionais são baseadas na primeira lei da termodinâmica, ou seja, no princípio da conservação de energia. Esta abordagem permite a quantificação da energia envolvida, porém não é capaz de qualifica-la, nem determinar as ineficiências inerentes a um determinado processo. A aplicação da segunda lei da termodinâmica permite não só qualificar as diferentes formas de energia existente em um sistema, mas também a espontaneidade e o quão longe da idealidade aquele processo se encontra. Assim, por abranger a primeira e a segunda lei da termodinâmica, as avaliações exergéticas são mais completas, permitindo mensurar, qualificar e localizar as principais irreversibilidades existentes nos processos.

Devido ao alto consumo energético associado aos ciclos de refrigeração, diversos autores já realizaram avaliações exergéticas nestes processos, no intuito de reduzir o custo e identificar melhorias estruturais para as unidades existentes. Palizdar e Sadrameli (2017), Tirandazi e outros autores (2011), Fábrega, Rossi e D'Angelo (2010) e Mafi, Naeynian e Amidpour (2009), já realizaram trabalhos similares em ciclos de refrigeração de plantas de etileno. Este tipo de avaliação também tem sido aplicado como metodologia de projeto para novas plantas (DINH; ZHANG, J.; XU, 2015) e (MAFI, 2014).

2. AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE ETILENO

A Figura 1 apresenta um fluxograma de processo do ciclo de refrigeração de etileno de uma unidade industrial de produção de etileno partir do craqueamento seletivo da nafta. Este ciclo é composto de três estágios, onde o etileno refrigerante é disponibilizado para resfriar correntes do processo em três níveis de temperatura: -54 °C, -75°C e -100°C. O etileno é comprimido através de um compressor centrífugo multiestágio, (C-101 a C-103) que é acionado por uma turbina a vapor de contrapressão. O etileno em alta pressão é resfriado com água de resfriamento pelo trocador E-101, sendo posteriormente resfriado, condensado e subresfriado pelos trocadores E-102, E-103, E-104 e E-105, que utilizam propileno refrigerante em diferentes níveis de temperatura.

O etileno líquido é então distribuído aos usuários de cada estágio, onde a pressão e a temperatura são reduzidas nas válvulas de admissão na entrada de cada trocador, onde posteriormente será vaporizado, resfriando alguma corrente do processo. O excedente de etileno é enviado na fase líquida para o próximo estágio do ciclo por controle de nível. Essa corrente se mistura com o etileno vaporizado pelos usuários e enviado a um vaso, onde a fase vapor é enviada a sucção do compressor e a fase líquida é disponibilizada aos próximos consumidores. Os blocos M1 a M5 representam os principais pontos de mistura de correntes do ciclo.

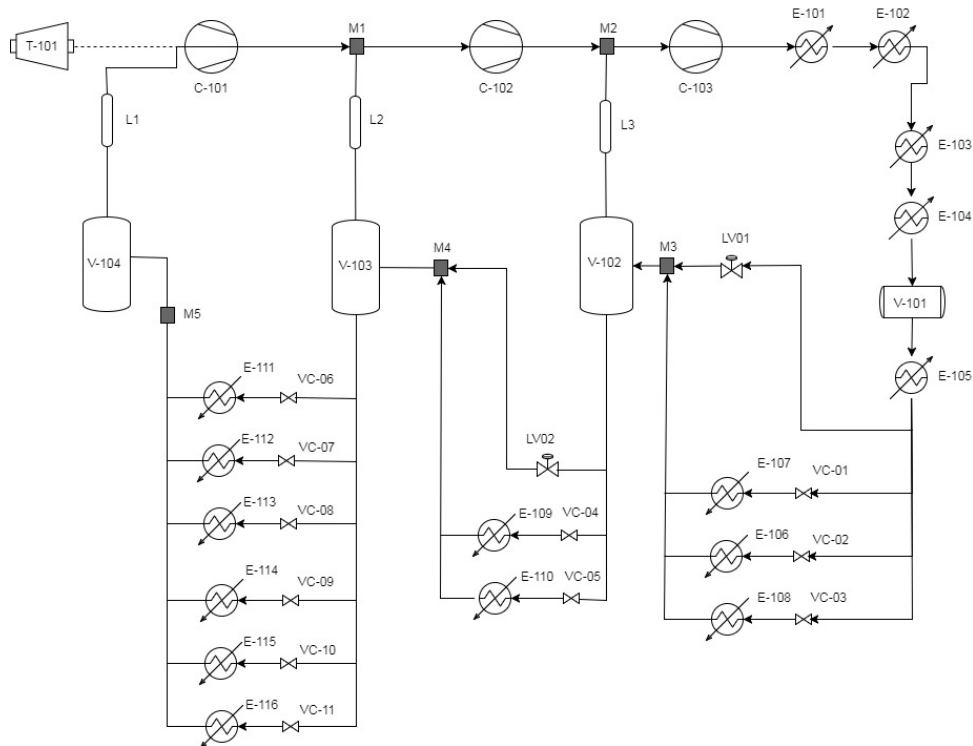


Figura 1. Fluxograma de processo do ciclo de refrigeração de etileno

Diversos autores, como Moran e Shapiro (2006), Dincer e Rosen (2007) e demonstram os fundamentos das avaliações exergéticas. O presente trabalho utiliza as equações de balanço de exergia e eficiência exergética para ciclos de refrigeração contidos em Dincer e Rosen (2007) e Mafi, Naeynian e Amidpour(2009). A seguir, serão demonstradas as equações utilizadas nesta avaliação.

A equação 1 demonstra o cálculo da exergia específica por massa em um volume de controle (ex_i), negligenciando as parcelas referentes a energia potencial e cinética.

$$ex_i = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (1)$$

Onde h e s são respectivamente a entalpia e a entropia do fluido nas condições operacionais, h_0 e s_0 as mesmas propriedades calculadas na temperatura e pressão de referência (T_0 e P_0 respectivamente). O estado de referência adotado foi a condição ambiente de temperatura e pressão (298,15K de temperatura e 1 atm de pressão). A quantidade de exergia contida em cada uma das correntes pode ser calculada pela multiplicação da equação 1 pela vazão mássica da corrente, conforme demonstrado através da equação 2.

$$\dot{E}x_i = \dot{m}.ex_i = \dot{m}.[(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (2)$$

A seguir será demonstrado as equações utilizadas para calcular a exergia destruída e as eficiências exergéticas para cada um dos equipamentos que constituem o ciclo em avaliação.

2.1. Compressores

No ciclo de refrigeração em questão, o compressor de etileno refrigerante é dividido em três estágios, onde cada estágio pode ser calculado como sendo uma máquina separada (C-101 a C-103). A potência total da máquina é calculada através da soma da potência individual de cada estágio (W_i). A irreversibilidade ($\dot{I}$), ou a quantidade de exergia destruída, é calculada através da diferença entre a quantidade de exergia de entrada e saída para cada estágio, conforme descrito na equação 3.

$$\dot{I} = \dot{E}x_{entrada} - \dot{E}x_{saída} = \dot{m}.ex_{entrada} - \dot{m}.ex_{saída} + W_i \quad (3)$$

A eficiência exergética de cada estágio de compressão (Ψ) pode ser calculado pela razão entre a irreversibilidade gerada e o trabalho de cada estágio, segundo a equação 4.

$$\Psi_{compressor} = \frac{\dot{m}.ex_{entrada} - \dot{m}.ex_{saída}}{W_i} \quad (4)$$

2.2. Trocadores de Calor

Há essencialmente duas categorias de trocadores de calor em um ciclo de refrigeração: os condensadores (E-101 a E-105) que dissipam o calor absorvido pelos usuários e gerado pelo processo de compressão em fontes frias (água de resfriamento e propeno refrigerante); e os evaporadores (E-107 a E-116), que resfriam correntes do processo ao absorver o calor para o ciclo de refrigeração. Nesta avaliação, considera-se a premissa que não há perdas de calor do equipamento com o meio, e a destruição exergética é calculada através da diferença entre a exergia das correntes que entram e das correntes que saem do trocador, conforme verificado através da equação 5.

$$\dot{I} = (\dot{m}_Q.ex_{Q\ entrada} + \dot{m}_F.ex_{F\ entrada}) - (\dot{m}_Q.ex_{Q\ saída} + \dot{m}_F.ex_{F\ saída}) \quad (5)$$

Onde $\dot{m}_Q$ representa a vazão mássica da corrente quente e $\dot{m}_F$ a vazão mássica da corrente fria. Analogamente, ex_Q representa a exergia específica do lado quente do trocador e ex_F a exergia específica do lado frio do trocador. A eficiência exergética para trocadores de calor é definida pela razão entre o aumento da exergia do lado frio e a redução de exergia do lado quente (WARK, 1995), como pode ser visto através da equação 6.

$$\Psi_{trocadores}_{T > T_0} = \frac{\dot{m}_F(ex_{F\ saída} - ex_{F\ entrada})}{\dot{m}_Q(ex_{Q\ entrada} - ex_{Q\ saída})} \quad (6)$$

Verifica-se que para trocadores de calor onde as temperaturas de operação são superiores a temperatura de referência utilizada para o cálculo da exergia ($T > T_0$), de fato haverá o aumento do lado exergia do lado frio e a redução da exergia do lado quente. No ciclo em avaliação, apenas o trocador E-101 encaixa-se nesta categoria, visto que para os demais trocadores, a temperatura de operação é inferior a temperatura de referência ($T < T_0$). Nestes casos, a disponibilidade de exergia aumenta quando ocorre um fluido perde calor (WARK, 1995), logo, a exergia do lado quente aumenta enquanto que a exergia do lado frio é reduzida. A eficiência exergética para estes trocadores passa a ser calculada pela equação 7. Esta condição é aplicada para todos os demais trocadores do ciclo de refrigeração.

$$\Psi_{trocadores}_{T < T_0} = \frac{\dot{m}_Q(ex_{Q\ saída} - ex_{Q\ entrada})}{\dot{m}_Q(ex_{F\ entrada} - ex_{F\ saída})} \quad (7)$$

2.3. Válvulas de Controle

Na entrada de cada evaporador, existe uma válvula de controle que regula o fluxo de eteno refrigerante para o trocador de calor. Estas válvulas possuem um papel fundamental no ciclo refrigeração, pois é nela que ocorre a redução da pressão que gera a diminuição da temperatura do fluido refrigerante (V-01 a V-11). Outras válvulas fundamentais para o funcionamento do ciclo são as válvulas de controle de nível dos vasos de sucção do compressor, que regulam os inventários do sistema conforme o consumo dos usuários de cada estágio (LCV-01 e LCV-02). Adicionalmente, as linhas de sucção de cada estágio (linha que vai do topo de cada vaso de sucção ao flange de sucção do compressor) foram avaliadas de forma a similar a uma válvula de controle, adotando a premissa que a expansão ocorre de forma adiabática, uma vez que estas linhas são isoladas (L1 a L3).

A destruição de exergia é calculada pela diferença da exergia da entrada e saída do trocador, conforme a equação 8. A eficiência exergética para estes equipamentos fica sendo definido como a razão entre a exergia de saída e de entrada, demonstrado através da equação 9.

$$\dot{I} = \dot{m}.ex_{entrada} - \dot{m}.ex_{saída} \quad (8)$$

$$\Psi_{válvula} = \frac{\dot{m}.ex_{saída}}{\dot{m}.ex_{entrada}} \quad (9)$$

2.4. Pontos de mistura

Apesar de não ser um equipamento, há alguns pontos no processo onde diversas correntes se juntam para se tornar uma única corrente. Caso estas correntes tenham condições diferentes de temperatura, pressão, fração vaporizada ou composição, é esperado que a corrente de saída tenha uma condição diferente das correntes de entradas, de modo que a exergia da corrente de saída acaba sendo diferente da soma da exergia das correntes de entrada. Caso todas as correntes possuam exatamente as mesmas condições, a exergia da saída será igual a soma da exergia de cada corrente de entrada, e, portanto, não haverá geração de irreversibilidade. Assim sendo, a destruição exergética é calculada pela diferença entre a exergia das múltiplas correntes de entrada e a corrente de saída, conforme demonstrado pela equação 10. A eficiência exergética é calculada através da razão entre a exergia da corrente que sai e a soma da exergia das correntes que entram, conforme equação 11.

$$I = \sum \dot{m}.ex_{entrada} - \dot{m}.ex_{saída} \quad (10)$$

$$\Psi_{Pontos de mistura} = \frac{\dot{m}.ex_{saída}}{\sum \dot{m}.ex_{entrada}} \quad (11)$$

2.5. Ciclo de Refrigeração

A eficiência exergética dos ciclos de refrigeração é determinada pela razão entre o trabalho requerido caso o processo ocorresse de forma reversível, ou o trabalho mínimo requerido para acionar o ciclo. O trabalho reversível pode ser calculado pela diferença entre o trabalho real e a soma de todas as irreversibilidades que ocorrem no ciclo (DINCER; ROSEN, 2007). O trabalho real pode ser medido ou calculado através do uso de um simulador comercial. O cálculo da eficiência exergética para ciclos de refrigeração é proposto pela equação 12. O ciclo de refrigeração é dividido em três estágios. O trabalho real é então calculado através da soma da potência individual de cada máquina.

$$\Psi_{Ciclo} = \frac{W_{rev}}{W_{real}} = \frac{W_{real} - I}{W_{real}} \quad (12)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O ciclo de refrigeração em questão foi modelado no simulador comercial HYSYS®, utilizando a equação de estado de Peng-Robinson, modelo termodinâmico recomendado por diversos autores para a utilização na simulação de ciclos de refrigeração de etileno (MAHABADIPOUR; GHAEBI, 2013), (FÁBREGA; ROSSI; D'ANGELO, 2010), (MEHRPOOYA; ANSARINASAB, 2015) e (DINH; ZHANG, J.; XU, 2015). A simulação foi realizada com dados de projeto da unidade, e os resultados foram utilizados para realizar o balanço exergético do ciclo. A seguir será apresentado os resultados obtidos para cada tipo de equipamento.

3.1. Compressor

A exergia total destruída pelo compressor de etileno refrigerante, representa aproximadamente 40% da exergia total destruída no ciclo. A Figura 2 mostra a quantidade de exergia destruída e a eficiência exergética de cada estágio de compressão da máquina. É possível verificar que o terceiro estágio é o que possui a maior geração de irreversibilidades, bem como a menor eficiência exergética. Uma análise crítica dos dados aponta dois motivos principais para isto: o terceiro estágio da máquina é a seção que possui maior a potência de compressão, representando cerca de 65% do consumo total de energia do compressor; e este estágio possui a menor eficiência politrópica da máquina, que é um parâmetro que afeta diretamente a geração de irreversibilidades e consumo de energia da máquina.

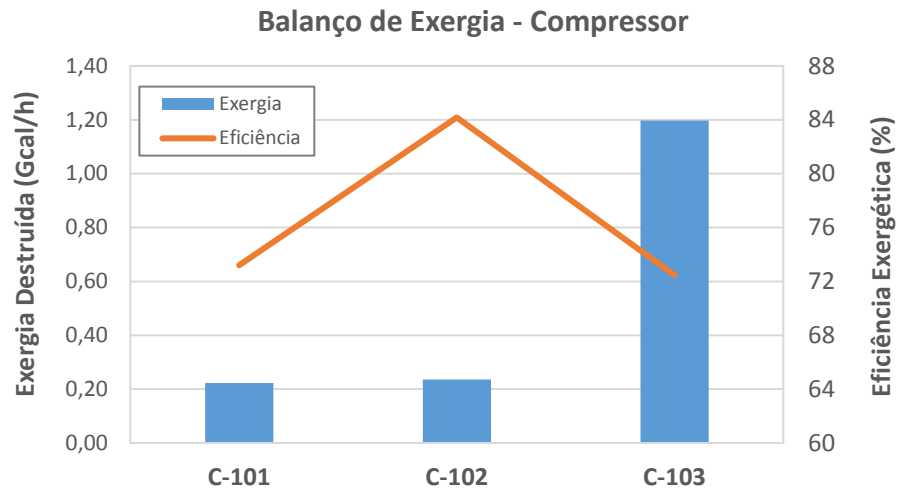


Figura 2: Balanço de exergia para o compressor de etileno refrigerante

3.2. Trocadores de Calor

A geração de irreversibilidades em trocadores de calor está vinculada ao calor trocado e a diferença de temperatura entre as correntes fria e quente. A Figura 3 mostra a exergia destruída e a eficiência exergética de todos os trocadores do ciclo. Os trocadores que apresentaram os maiores valores de exergia destruída foram os trocadores E-104 e E-109, que são respectivamente os trocadores de maior carga térmica do ciclo. O trocador E-101 apresentou uma eficiência exergética muito baixa, em torno de 30%, devido a grande diferença de temperatura entre as correntes quente e fria. Outro aspecto que é possível observar, é que a medida que se reduz o nível de temperatura do ciclo, as eficiências dos trocadores tendem a aumentar. Os primeiros trocadores, que são os condensadores do ciclo a propeno refrigerante, possuem valores de eficiência abaixo de 75%, enquanto os usuários do primeiro estágio possuem eficiência acima de 80%. A soma das irreversibilidades geradas por todos os trocadores é a principal fonte de destruição de exergia de todo o ciclo.

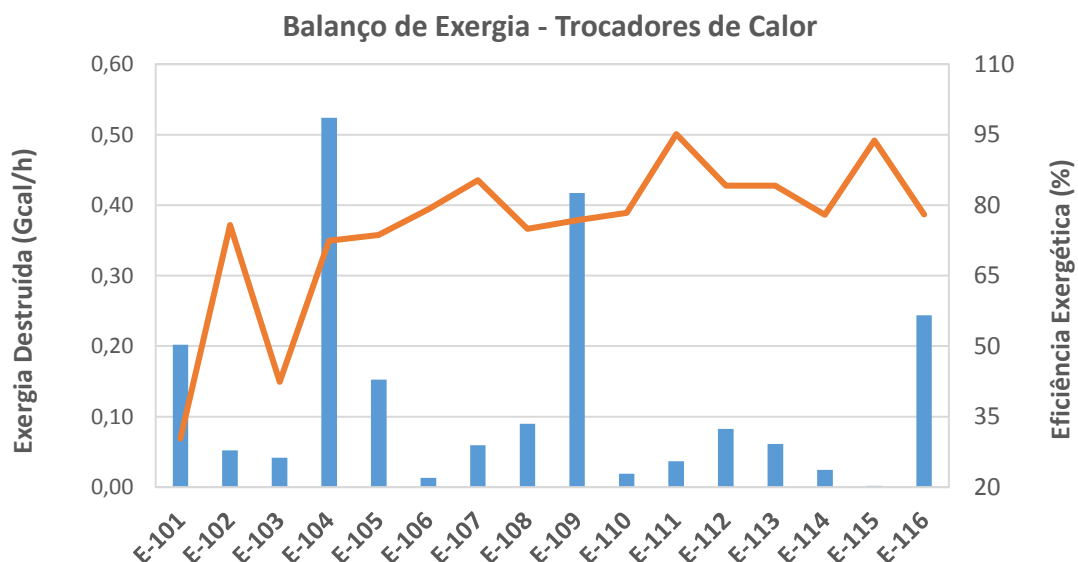


Figura 3: Balanço de exergia para os trocadores de calor

3.3. Pontos de Mistura

O balanço de exergia evidenciou que os pontos de mistura não contribuem significativamente para a geração de irreversibilidades do ciclo. Apenas dois pontos de misturas apresentaram geração de irreversibilidade, que são os pontos de mistura entre a descarga do compressor e a fase vapor dos vasos. Estes são os únicos pontos do processo onde correntes de diferentes temperaturas são misturadas. Apesar disto, a quantidade de exergia destruída é baixa e a eficiência exergética calculada foi acima de 98%, conforme demonstrado pela Figura 4.

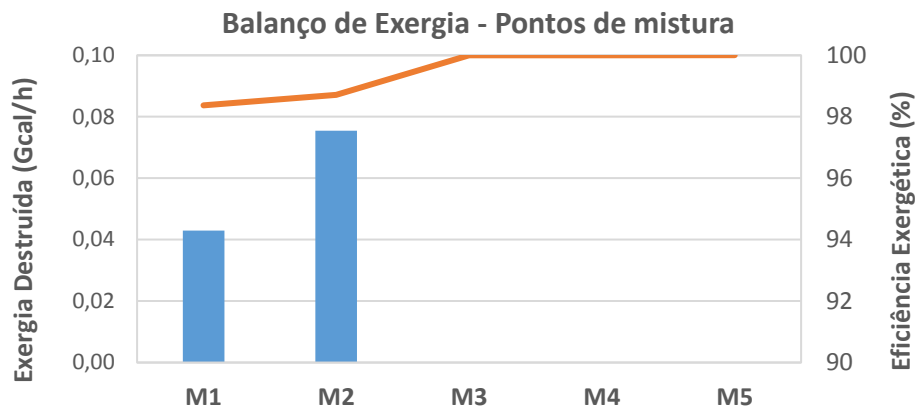


Figura 4: Balanço de exergia para os pontos de mistura

3.4. Válvulas e linhas

Todas as válvulas de controle do ciclo apresentaram eficiências exergética relativamente elevadas, todas acima de 95%. A maior destruição de exergia ocorre na LV01, válvula de controle de inventário do terceiro estágio, pois nesta válvula passa aproximadamente 75% de toda a vazão de eteno circulante do ciclo. Uma verificação importante desta avaliação, foi a quantidade de exergia destruída pelas linhas de sucção de etileno de cada estágio compressor refrigerante, pois a soma das irreversibilidades geradas pelas linhas é equivalente a irreversibilidade gerada pela LV01. A Figura 5 apresenta o resumo do balanço de exergia para estes equipamentos.

Devido ao fato da unidade em avaliação ter tido sua capacidade de produção ampliada ao longo do tempo, foi constatado que as linhas de sucção nunca foram substituídas devido ao alto custo de investimento envolvido, e com isso estas linhas apresentam perdas de cargas elevadas. Destaca-se a linha de sucção do primeiro estágio, que possui a maior quantidade de exergia destruída e menor eficiência exergética.

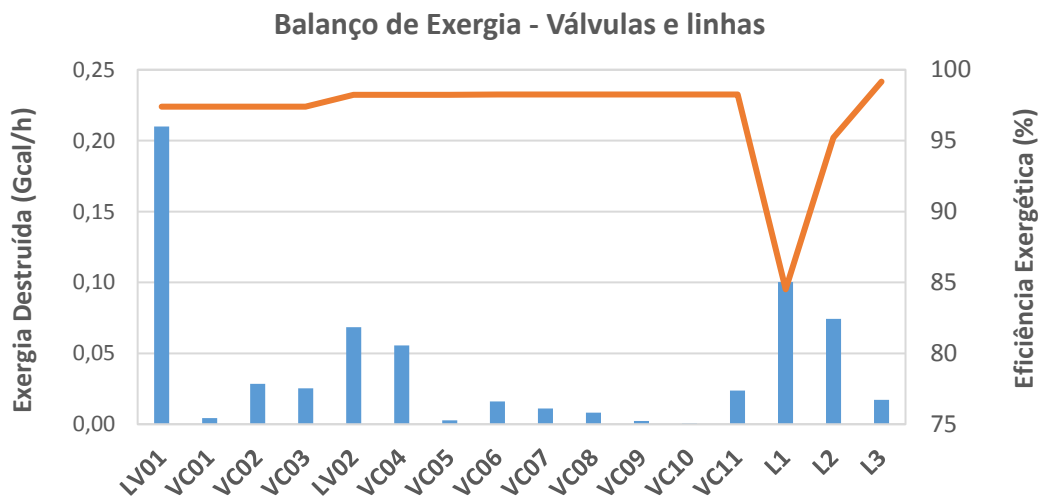


Figura 5: Balanço de exergia para as válvulas de controle e linhas

3.5. Avaliação exergética do ciclo de refrigeração

A Figura 6 exibe a quantidade total de exergia destruída por tipo de equipamento presente no ciclo de refrigeração. É possível verificar que os trocadores de calor e o compressor são os principais responsáveis pela geração de irreversibilidades no ciclo. A eficiência exergética global do ciclo de refrigeração, calculada através da equação 12, foi de 33%.

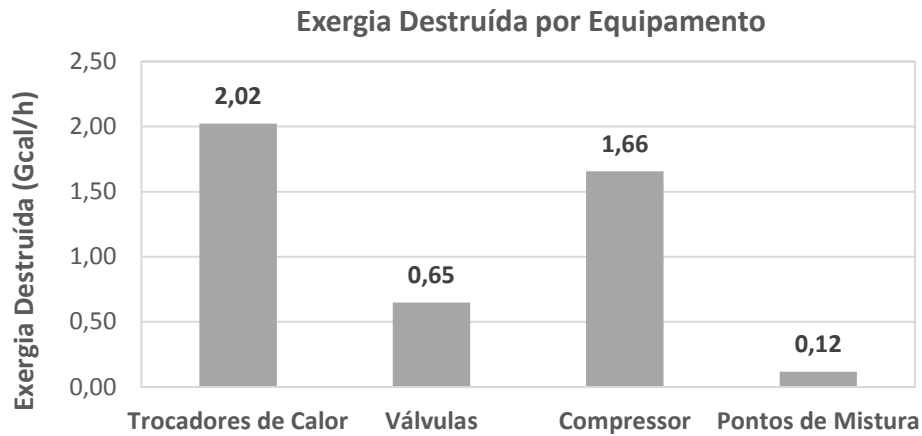


Figura 6: Exergia destruída por tipo de equipamento

4. CONCLUSÕES

Uma avaliação exergetica de um ciclo de refrigeração de etileno foi realizada no intuito de se identificar as principais irreversibilidades do ciclo. Para isto, foram apresentadas as equações de balanço de exergia e eficiência exergetica para cada tipo de equipamento contido no processo e para o ciclo de refrigeração.

Foi verificado que os trocadores de calor são os equipamentos que mais contribuem para a destruição de exergia, com destaque aos condensadores que possuem eficiências abaixo de 80%. O compressor é o segundo maior contribuinte, devido principalmente ao terceiro estágio (C-103) de compressão, que possui a maior potência requerida e menor eficiência politrópica. As irreversibilidades geradas em válvulas e linhas também foram avaliadas e verificou-se as linhas de sucção de cada estágio possuem perdas de cargas elevadas que provocam uma significativa destruição de exergia.

A eficiência global para este ciclo de refrigeração foi calculada em 33%, mostrando que há espaço para otimização deste processo. No entanto, as melhorias identificadas, como substituição do compressor ou aumento do diâmetro das linhas de sucção, requerem investimento e necessitam de uma avaliação técnica-econômica para identificar se existe atratividade financeira em realizar estas mudanças.

5. REFERÊNCIAS

- Dincer, I., Rosen, M.A., 2007, "Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development", 1st ed., Ed. Elsevier, Oxford, UK, 450 p.
- Dinh, H., Zhang, J., XU, Q., 2015, "Process Synthesis for Cascade Refrigeration System Based on Exergy Analysis", *AIChE Journal*, Vol.61, pp. 2471-2488.
- Fábrega, F. M., Rossi, J.S., D'Angelo, J.V.H., 2010, "Exergetic analysis of the refrigeration system in ethylene and propylene production process", *Energy*, Vol.35, No. 3, pp. 1224-1231.
- Mafi, M., 2014, "Thermodynamic Approaches to Design Multi Component Refrigeration used in Cryogenic Process", *Gas Processing Journal*, Vol. 2, No 1. , pp. 32-39.
- Mafi, M., Naeynian, S.M.M., Amidpour, M., 2009, "Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants", *International Journal of Refrigeration*, Vol.32, No 2. , pp. 279-294.
- Mahabadipour, H., Ghaebi, H., 2013, "Development and comparison of two expander cycles used in refrigeration system of olefin plant based on exergy analysis", *Applied Thermal Engineering*, Vol.50, No 1. , pp. 771-780.
- Mehrpooya, M., Ansarinassab, H., 2015, "Advanced exergoeconomic evaluation of single mixed refrigerant natural gas liquefaction processes", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol.26, pp. 782-791.
- Montanez-Morantes, M., Jobson, M., Zhang, N., "Operational optimization of centrifugal compressors in multilevel refrigeration cycles", *Computers and Chemical Engineering*, Vol.85, pp. 188-201.
- Moran, M., Shapiro, H.N., 2006, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 5th ed., Ed. John Wiley and Sons, 831p.
- OH, J.S, et al., 2016, "Improving the energy efficiency of industrial refrigeration systems", *Energy*, Vol.112, pp. 826-835.
- Palizdar, A., Sadrameli, S.M., 2017, "Conventional and advanced exergoeconomic analyses applied to ethylene refrigeration system of an existing olefin plant", *Energy Conversion and Management*, Vol.138, pp. 474-485.
- Pickeet, T.M., 2005, "Refrigeration Technology as Practiced in Olefins Plants", *AIChE Spring National Meeting*, Atlanta, USA.
- Santana, D.M. et al., 2017, "Energy efficiency improvement in an ethylene plant propylene refrigeration cycle (C3R)", *Applied Petrochemical Research*.
- Tirandazi, B. et al., 2011, "Exergy analysis of C2+ recovery plants refrigeration cycles. Chemical Engineering Research and Design", *Chemical Engineering Research and Design*, Vol.89, No 6. pp. 676-689.
- Wark, K. J., 1995, "Advanced Thermodynamics for Engineers", 1st ed., Ed. McGraw-Hill, 564p.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXERGETIC EVALUATION OF A ETHYLENE REFRIGERATION CYCLE.

Francisco Franco Amaral, francisco.amaral@braskem.com¹

Alex Álisson Bandeira Santos, alex.santos@fieb.org.br²

¹ Braskem S.A, Eteno street 1561, Camaçari Petrochemical Complex, Camaçari BA, Brasil.

² Integrated Campus of Manufacturing and Technologies SENAI CIMATEC, Av. Orlando Gomes 1845, Piatã, Salvador BA, Brasil.

Abstract. *This article presents an exergetic evaluation of a typical ethylene refrigeration cycle of a naphtha selective steam cracker for ethylene production. The application of a methodology based on the second law of thermodynamics is necessary due to the high-energy consumption associated with the operation of these processes and the need to identify the main generated irreversibilities. The exergy balance and exergetic efficiency equations for each type of equipment contained in the process, and for the refrigeration cycle were demonstrated and applied in this study. It was found that heat exchangers are the equipment that most contribute to the exergetic destruction in the refrigeration cycle, and the ethylene refrigerant compressor is the second largest contributor. The irreversibilities generated in valves and lines were also evaluated, and it was verified that the suction lines of each stage have high pressure losses, that are responsible for the exergy destruction. The overall efficiency for this refrigeration cycle was calculated at 33%, showing that there is room for optimization of this process. However, the improvements identified require investment and a technical-economic evaluation is required to verify their attractiveness.*

Keywords: *Refrigeration cycle, ethylene, exergy, energy.*