

Análisis paramétrico de costos exergeticos del Proceso Linde-Hampson

Fabián Tenorio-Rodríguez¹, Raúl Lugo-Leyte¹, Sergio Castro-Hernández¹, Alejandro Torres-Aldaco¹,
Helen D. Lugo-Méndez²

¹Área Académica de Ingeniería en Recursos Energéticos, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, México.
cbi2152012589@titlani.uam.mx

²Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Cuajimalpa, México.

Resumen

En el presente trabajo se realiza un análisis paramétrico de costos exergeticos al Proceso Linde-Hampson. Se estudia este sistema debido a su alto campo de aplicación, por ejemplo, en el transporte y almacenamiento del gas natural, conservación de alimentos y bebidas o bien en la industria farmacéutica para la conservación de muestras biológicas o de vacunas, etc. Se parte de un análisis termodinámico y se determinan las exergías de cada corriente, las irreversibilidades generadas y la eficiencia exergetica en cada equipo. En el análisis de costos exergeticos se implementa la estructura productiva del sistema y, con base a las reglas de asignación de costos [1], se determinan los costos exergeticos y los costos exergeticos unitarios de las corrientes. En el análisis paramétrico, se obtienen los resultados de los costos exergeticos en las condiciones límite del sistema, en este caso, la presión crítica y de inversión a la descarga del compresor. Los resultados muestran que, al variar la presión de descarga entre 346, 200 y 39 bar, se requieren 10.55, 14.15 y 252 kg de aire, respectivamente para producir un kilogramo de gas licuado. El costo exergetico es de 8,711.35, 10,587.90 y 130,488.66 kJ, y el costo exergetico unitario de 12.18, 14.8 y 182.47 para las presiones de 346, 200 y 39 bar, respectivamente.

Palabras clave: Exergía; irreversibilidad; producto; recurso; residuo, costo exergetico.

Abstract

In this paper, a parametric analysis of exergetic costs for the Linde-Hampson Process is carried out. This system is studied due to its wide range of applications, for example, in the transportation and storage of natural gas, preservation of food and beverages or in the pharmaceutical industry for the preservation of biological samples or vaccines, etc. Starting from a thermodynamic analysis, the exergies of each stream and the irreversibilities generated in each component are determined. In the exergetic cost analysis, the productive structure of the system is implemented and, based on the cost allocation rules [1], the exergetic costs and unit exergetic costs of the streams are determined. In the parametric analysis, the results of the exergetic costs are analyzed under the system's limit conditions, in this case, the critical and reversal pressure at the compressor discharge. The results show that by varying the discharge pressure between 346, 200, and 39 bar, 10.55, 14.15, and 252 kg of air are required, respectively. The exergetic cost is 8,711.35 kJ, 10,587.90 kJ, and 130,488.66 kJ, and the unit exergetic cost is 12.18, 14.8, and 182.47 for pressures of 200 and 39 bar, respectively.

Keywords: Exergy; irreversibility; product; fuel; residue; exergetic cost.

1. Introducción

La criogenia es la ciencia que estudia a los procesos a baja temperatura, estas bajas temperaturas se obtienen mediante procesos de licuefacción de gases como Nitrógeno, aire o Helio. Entre sus distintas aplicaciones se encuentra la industria de alimentos, energía o medicina para el transporte de medicamentos o almacenamiento de vacunas [2]. Existen distintas metodologías

para evaluar los procesos que involucran la generación del frío, una de ellas es el método de expansión Joule-Thomson; el efecto Joule-Thomson se utiliza para alcanzar bajas temperaturas a partir de un estrangulamiento a entalpía constante. Uno de los sistemas basados en este efecto, es el Proceso Linde-Hampson desarrollado por Carl von Linde y William Hampson en el año de 1895 para la licuefacción de aire y,

posteriormente se realizaron experimentos con hidrógeno y nitrógeno líquido [3].

El proceso Linde-Hampson se compone de cinco equipos y opera de la siguiente manera: el motor eléctrico suministra potencia al compresor y éste comprime el aire, de manera ideal se considera que la compresión es isotérmica con ayuda de un postenfriador hasta alcanzar una presión supercrítica de operación [4]; la presión de descarga depende de la curva de inversión del aire, ésta indica el límite máximo de la presión de operación, es decir, la presión para obtener la mayor cantidad de líquido. Otro límite es la presión crítica del aire, bajo esta condición no se extrae gas licuado; en este caso, se tiene un rango operación de 39 (presión crítica) a 346 bar (presión de inversión). La corriente de vapor supercrítico disminuye su temperatura, debido a un intercambio de calor con una corriente de vapor saturado a baja temperatura proveniente de la separación en el tanque separador y posteriormente se estrangula en la válvula de expansión hasta la presión de operación en el tanque separador, en este caso, la presión atmosférica. Finalmente, se separa la corriente de vapor húmedo en las fases de líquido saturado (propósito de la licuefacción) y vapor saturado seco. La corriente de vapor saturado se recircula en el intercambiador de calor para absorber el calor proveniente del proceso de compresión y, posteriormente, se disipa al medio ambiente.

Se han realizado distintos análisis termodinámicos a este ciclo. Por ejemplo, Szablowski y col. realizaron un análisis en la presión de descarga del compresor y, encontraron que disminuye la exergía destruida del sistema a medida que esta presión de descarga aumenta [5]. Yilmaz y col. realizaron un análisis termodinámico comparativo de distintos ciclos y compararon las eficiencias exergéticas de éstos [6]. Con base en la curva de inversión, se analizan estos rangos de presión a los que opera el sistema y se realiza un análisis paramétrico de los costos exergéticos. El análisis de costos exergéticos tiene como base el análisis termodinámico. Los costos exergéticos indica, la cantidad de exergía necesaria más las irreversibilidades generadas en cada proceso para obtener un producto funcional, por otro lado, los costos exergéticos unitarios representan el inverso de la eficiencia exergética, es decir, representa la cantidad de recursos necesarios para obtener un producto funcional.

2. Metodología

2.1. Caso de estudio

La Figura 1 muestra el Ciclo Linde-Hampson para licuefacción. Inicialmente, se suministra aire proveniente del medio ambiente a un compresor de tipo recíprocante y éste comprime la corriente de aire hasta alcanzar la presión de descarga de 200 bar.

Posteriormente, la corriente de vapor supercrítico ingresa al postenfriador, donde disminuye su temperatura, debido al intercambio de calor y se considera que la temperatura a la salida del postenfriador sea igual a la temperatura ambiente; debido a esto, se considera al compresor y al postenfriador dentro de la misma subregión II para considerar una compresión isotérmica. La corriente de vapor supercrítico (estado 3), ingresa al intercambiador de calor (subregión III) donde disminuye aún más su temperatura a presión constante; la corriente con la que intercambia calor proviene del tanque separador y corresponde a la fracción de vapor saturado, que no se licua y es considerada como un residuo; además, se considera que el IC no está completamente aislado e ingresa calor proveniente del medio ambiente. Finalmente, la corriente de aire se expande hasta la presión atmosférica e ingresa al tanque separador (subregión V), donde se separa la fracción de gas licuado para un uso posterior.

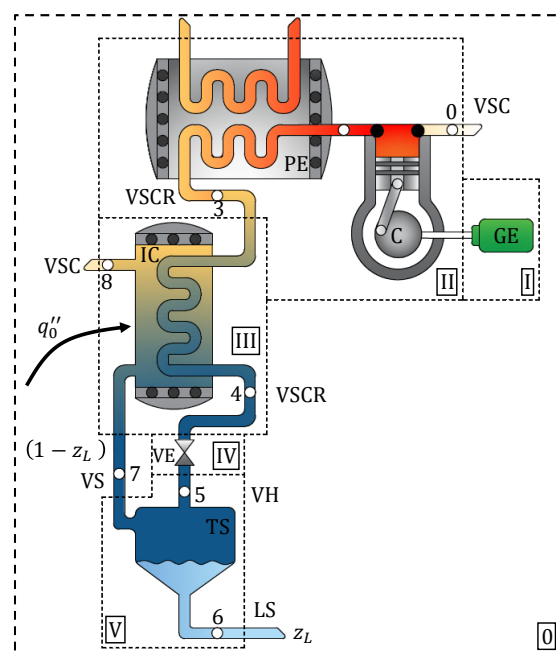


Figura 1. Ciclo Linde-Hampson de licuefacción. Fuente: elaboración propia.

La Figura 2 muestra el diagrama Temperatura-entropía del ciclo Linde-Hampson. El proceso de compresión isotérmica corresponde a los estados 0 a 3. El intercambio de calor ocurre desde el proceso 3 a 4 hacia el proceso 7 a 8 y se representa por las líneas rojas punteadas. El proceso de estrangulamiento se representa por el proceso de 4 a 5 y el proceso en el tanque separador está representado por el estado 5, que corresponde a la entrada de éste y los estados 6 y 7 como las salidas. En este caso, el estado 6 corresponde a la fracción líquido obtenida en el proceso de licuefacción.

La Figura 2 también muestra la presión de inversión y ésta indica el límite termodinámico de la máxima cantidad de gas licuado obtenido antes de tener un calentamiento del vapor supercrítico en el proceso de estrangulamiento y un concepto importante que representa al proceso de estrangulamiento es el coeficiente de Joule-Thomson (parcial de la temperatura con respecto de la presión a entalpía constante), éste indica el cambio de temperatura de un gas cuando éste se expande sin generar trabajo y sin intercambiar calor con el entorno, es decir, en un proceso de estrangulamiento. En el rango de valores superior a la presión de inversión, el coeficiente de Joule-Thomson es negativo, en otras palabras, se tiene un calentamiento en el proceso de estrangulación debido a un incremento en la temperatura. En un rango de presión inferior a la presión de inversión se tiene un proceso de enfriamiento en la válvula de expansión debido a la disminución de la temperatura, o sea, el coeficiente de Joule-Thomson es positivo.

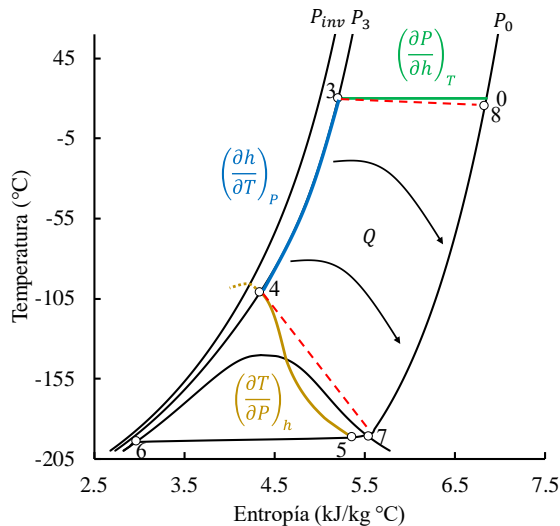


Figura 2. Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo Linde-Hampson. Fuente: elaboración propia.

2.2. Análisis energético

En la Tabla 1 se presentan los parámetros de operación del ciclo Linde-Hampson.

Tabla 1. Parámetros de operación [7].

Parámetro	Valor
Presión atmosférica, (bar)	1
Temperatura ambiente, (°C)	20
Presión de descarga, (bar)	200
Temperatura del aire de descarga, (°C)	14.85
Eficiencia eléctrica, (-)	0.95
Eficiencia mecánica, (-)	0.9
Eficiencia isotérmica, (-)	0.7
Calor específico en el IC, (kJ/kg)	2.1

Fuente: elaboración propia

En la Tabla 2 se presenta la metodología para determinar los estados termodinámicos del ciclo. Con base en el postulado de estado, se necesita conocer dos propiedades independientes para determinar el estado termodinámico correspondiente; en este caso, las propiedades conocidas se resaltan en negritas. Sin embargo, para el estado 4 solamente se conoce el valor de la presión, por lo tanto, se realiza un balance de materia y energía en las subregiones III, IV y V para determina la fracción de aire licuado que es extraído.

La fracción de aire licuado es

$$z_L = \frac{(h_3 - h_8) + q_0''}{(h_6 - h_8)} \quad (1)$$

y la calidad del vapor húmedo a la salida de la válvula de estrangulamiento es

$$x_5 = 1 - z_L \quad (2)$$

Tabla 2. Método para obtener los estados termodinámicos.

Estado	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>x</i>
0	<i>T</i>₀	<i>P</i>₀	<i>h</i> _{@<i>P</i>₀,<i>T</i>₀}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₀,<i>T</i>₀}	<i>x</i> _{@<i>P</i>₀,<i>T</i>₀}
3	<i>T</i>₃	<i>P</i>₃	<i>h</i> _{@<i>P</i>₃,<i>T</i>₃}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₃,<i>T</i>₃}	<i>x</i> _{@<i>P</i>₃,<i>T</i>₃}
4	<i>T</i> _{@<i>P</i>₄,<i>h</i>₄}	<i>P</i>₄	<i>h</i>₄	<i>S</i> _{@<i>P</i>₄,<i>h</i>₄}	<i>x</i> _{@<i>P</i>₄,<i>h</i>₄}
5	<i>T</i> _{@<i>P</i>₅,<i>x</i>₅}	<i>P</i>₅	<i>h</i> _{@<i>P</i>₅,<i>x</i>₅}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₅,<i>x</i>₅}	$1 - \frac{(h_3 - h_8) + q_0''}{h_6 - h_8}$
6	<i>T</i> _{@<i>P</i>₆,<i>x</i>₆}	<i>P</i>₆	<i>h</i> _{@<i>P</i>₆,<i>x</i>₆}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₆,<i>x</i>₆}	<i>x</i>₆
7	<i>T</i> _{@<i>P</i>₇,<i>x</i>₇}	<i>P</i>₇	<i>h</i> _{@<i>P</i>₇,<i>x</i>₇}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₇,<i>x</i>₇}	<i>x</i>₇
8	<i>T</i>₈	<i>P</i>₈	<i>h</i> _{@<i>P</i>₈,<i>T</i>₈}	<i>S</i> _{@<i>P</i>₈,<i>T</i>₈}	<i>x</i> _{@<i>P</i>₈,<i>T</i>₈}

Fuente: elaboración propia

Con base en la calidad y presión del estado 5 se determina la entalpía del mismo

$$h_5 = h_{f @ P_5} + x_5 (h_{fg})_{@ P_5} \quad (3)$$

y debido a que el proceso de estrangulamiento es a entalpía constante, se tiene que

$$h_5 = h_4 \quad (4)$$

2.2.1. Parámetros de desempeño

Para determinar la masa de aire necesaria para licuar un kilogramo de aire, se parte de la siguiente expresión

$$z_L + x = 1 \quad (5)$$

Despejando la fracción de gas licuado y multiplicando ambos miembros de la ecuación por la masa de aire se tiene

$$m_{air} z_L = m_{air} (1 - x) \quad (6)$$

Además, la calidad del vapor es la relación entre la masa de vapor y la masa total de aire, por lo tanto, la ec. (6) se reescribe de la siguiente manera

$$m_{air} z_L = m_{air} \left(1 - \frac{m_{vap}}{m_{air}} \right) \quad (7)$$

Entonces, la diferencia entre la masa total de aire y la masa de vapor es la masa de aire licuado, z_L

$$m_{air} z_L = m_{air} - m_{vap} \quad (8)$$

Para este caso, se considera que la masa de aire licuado obtenido es de un kilogramo, es decir, la diferencia entre la masa total de aire y la masa de vapor es uno, por lo tanto, la ec. (8) se reescribe de la siguiente manera

$$m_{air} z_L = 1 \quad (9)$$

Despejando la masa de aire necesaria para obtener un kilogramo de gas licuado se tiene

$$m_{air} = \frac{1}{z_L} \quad (10)$$

El trabajo isotérmico es

$$W_{iso} = m_{air} R_{air} T_0 \ln \frac{P_3}{P_0} \quad (11)$$

El trabajo real suministrado al compresor se determina al considerar la eficiencia mecánica y la isotérmica.

$$W_C = \frac{W_{iso}}{\eta_{iso} \eta_m} \quad (12)$$

La energía eléctrica requerida es

$$W_{el} = \frac{W_C}{\eta_{el}} \quad (13)$$

2.3. Análisis exergético

La exergía de cada estado se determina a partir de la expresión de la exergía física

$$E_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (14)$$

donde, el subíndice i corresponde a cada estado termodinámico del sistema.

La irreversibilidad se define como la diferencia entre la exergía del recurso necesario y la exergía del producto obtenido.

$$I = F - P \quad (15)$$

En la Tabla 3 se presentan los balances de exergéticos en cada subregión para determinar las irreversibilidades internas.

Tabla 3. Balances de exergía.

Región	F	P	I
I	W_{el}	W_C	$W_{el} - W_C$
II	W_C	E_3	$W_C - E_3$
III	$E_7 - E_8$	$E_4 - E_3$	$E_7 - E_8 - (E_4 - E_3)$
IV	E_4	E_5	$E_4 - E_5$
V	E_5	$E_6 + E_7$	$E_5 - (E_6 + E_7)$

Fuente: elaboración propia

2.3.1. Eficiencia exergética

La eficiencia exergética relaciona a la exergía útil del sistema (producto) entre la exergía necesaria para obtener dicho producto (recurso). En este caso, la exergía requerida corresponde al trabajo suministrado al generador eléctrico y la exergía útil es la exergía asociada a la fracción de líquido.

$$\eta_{ex} = \frac{P}{F} = \frac{E_6}{W_{el}} \quad (16)$$

2.4. Análisis de costos exergéticos

La teoría de costos exergéticos se basa en las siguientes reglas de asignación [1]

1. El costo exergético unitario depende de los recursos de entrada al sistema y en ausencia de alguna asignación en el costo, éste valdrá uno. El costo exergético unitario es la relación entre la cantidad de recursos necesarios para obtener un producto funcional

$$k^* = \frac{1}{\eta_{ex}} = \frac{F}{P} \quad (17)$$

Otra manera de expresar el costo exergético unitario es en función del costo exergético y de la corriente exergética de cada estado

$$k_i^* = \frac{E_i^*}{E_i} \quad (18)$$

2. El costo exergético del producto del sistema es igual a la suma de los costos exergéticos que contribuyen al recurso más la formación del residuo

$$F^* + R^* = P^* \quad (19)$$

3. Si el recurso está formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario.

Con base en la teoría de costos exergéticos, se construye la estructura productiva mostrada en la Figura 3. En la estructura productiva se muestra el propósito productivo de cada subregión del sistema.

Con ésta se identifica el proceso de formación del residuo; en este caso, es la corriente de aire no licuada que se dirige a la atmósfera (E_8), que proviene de la cámara separadora. El propósito productivo del sistema es la exergía asociada a la fracción de gas licuado, en este caso, la corriente E_6 .

Para determinar los costos exergéticos y los costos exergéticos unitarios de cada subregión, se plantea el sistema de ecuaciones con base en las proposiciones y en la estructura productiva.

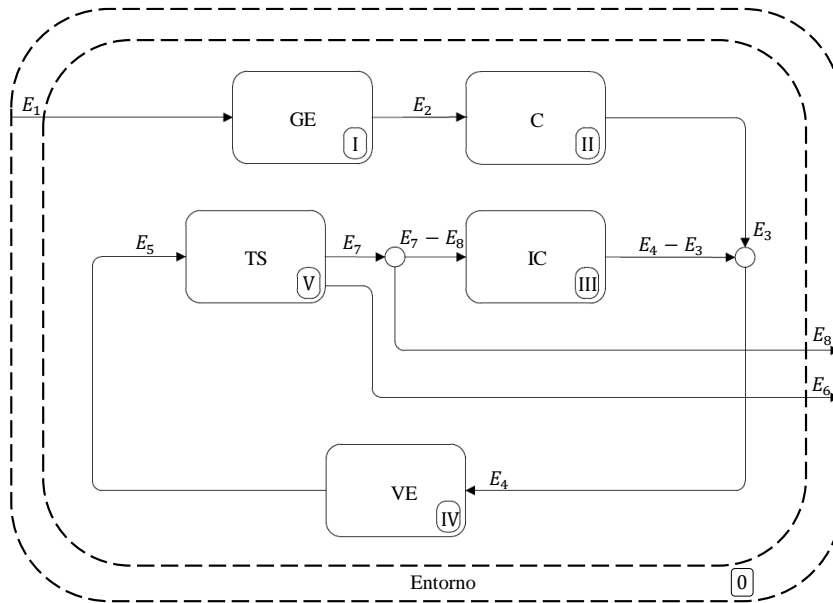


Figura 3. Estructura productiva del ciclo Linde-Hampson. Fuente: elaboración propia.

2.4.1. Generador eléctrico (I)

El propósito del generador eléctrico es suministrar trabajo al compresor y para esto utiliza energía eléctrica proveniente de un sistema externo al caso de estudio; por lo tanto, el costo exergético del recurso externo vale uno. Además, con base en la estructura productiva, éste no participa en la formación del residuo

$$k_1^* = 1 \quad (20)$$

$$k_1^* E_1 - k_2^* E_2 = 0 \quad (21)$$

2.4.2. Compresor y postenfriador (II)

En el caso del compresor su propósito productivo es elevar la exergía de la corriente de aire debido al incremento en la presión; por otro lado, el postenfriador tiene como propósito disminuir la temperatura a la salida del compresor hasta la temperatura ambiente; por lo tanto, el producto corresponde al cambio de exergía del aire desde el

estado 0 hasta el estado 3; sin embargo, la corriente de aire proviene del medio ambiente, en otras palabras, se encuentra en equilibrio con éste y su exergía a la entrada es cero. Para llevar a cabo el proceso de compresión isotérmica, se suministra trabajo al compresor (E_2) proveniente del generador eléctrico

$$k_2^* E_2 - k_3^* E_3 = 0 \quad (22)$$

2.4.3. Intercambiador de calor (III)

El propósito productivo del intercambiador de calor es disminuir la temperatura de la corriente de aire hasta la temperatura de entrada al proceso de estrangulamiento. Para llevar a cabo esto, la corriente de aire a alta temperatura intercambia calor con la corriente de vapor saturado a baja temperatura proveniente del tanque separador (estado 7)

$$k_7^* E_7 - k_8^* E_8 - (k_4^* E_4 - k_3^* E_3) = 0 \quad (23)$$

Con base en la estructura productiva, las corrientes E_7 y E_8 provienen del mismo proceso de formación, por lo tanto, éstas tienen el mismo costo exergético unitario

$$k_7^* - k_8^* = 0 \quad (24)$$

2.4.4. Válvula de expansión (IV)

En el proceso de estrangulamiento disminuye la presión del aire hasta la presión de admisión en el compresor y la temperatura también disminuye siempre y cuando el coeficiente de Joule-Thomson sea mayor o igual a cero (límites termodinámicos); por lo tanto, su propósito productivo es la exergía asociada al estado cinco

$$k_4^* E_4 - k_5^* E_5 = 0 \quad (25)$$

2.4.5. Tanque separador (V)

En el tanque separador se dividen las corrientes de aire en vapor y líquido saturado y el recurso es el vapor húmedo proveniente del proceso de estrangulamiento. Además, en este equipo se tiene la contribución por formación del residuo

$$k_5^* E_5 + k_8^* E_8 - (k_7^* E_7 - k_6^* E_6) = 0 \quad (26)$$

Las corrientes 6 y 7 provienen del mismo proceso de formación, por lo tanto, éstas tienen el mismo costo exergético unitario

$$k_6^* - k_7^* = 0 \quad (27)$$

Los costos exergéticos unitarios se determinan al resolver el sistema de ecuaciones planteado a partir de la ec. (20) hasta la ec. (27) y con la ecuación (18) se determinan los costos exergéticos.

2.5. Análisis paramétrico

La Figura 4 muestra los límites termodinámicos en los que opera el ciclo Linde-Hampson para la licuefacción de aire. La presión mínima de descarga en el compresor, es la presión crítica del aire, bajo estas condiciones no es posible extraer gas licuado, nótese que la calidad del vapor a la salida de la válvula de estrangulamiento es 1. Otro límite termodinámico es la

presión de inversión, con esta presión, el coeficiente de Joule-Thomson es cero, es decir, para presiones mayores a la presión de inversión se tiene un incremento en la temperatura en el proceso de estrangulamiento. Para la presión de inversión se tiene una temperatura límite de -102.31°C y para la presión crítica la temperatura límite es de -136.74°C .

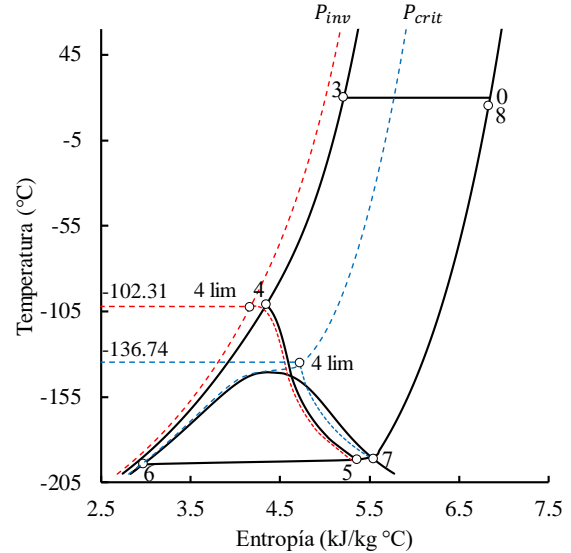


Figura 4. Límites termodinámicos del ciclo Linde-Hampson. Fuente: elaboración propia.

Para realizar el análisis paramétrico se varía la presión de descarga en el compresor, entre los límites antes mencionados y se presenta el comportamiento de todos los parámetros en este rango de valores.

3. Resultados

En la Tabla 4 se presentan los valores obtenidos de los estados termodinámicos con los datos de operación del ciclo. También se presenta la calidad del vapor húmedo que ingresa al tanque separador y es de 0.93, o sea, que la fracción de gas licuado es de 0.07; en otras palabras, se requieren 14.241 kg de aire para licuar un kg de aire.

Tabla 4. Estados termodinámicos

Estado	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg °C)	x (-)	m (kg)
0	20	1	293.418	6.847	VSC	14.241
3	20	200	257.011	5.208	VSCR	14.241
4	-101.21	200	64.139	4.341	VSCR	14.241
5	-191.84	200	64.139	5.363	0.93	14.241
6	-194.33	1	-126.525	2.973	0	1
7	-191.51	1	78.993	5.545	1	13.241
8	14.85	1	288.235	6.829	VSC	13.240

Fuente: elaboración propia

La Figura 5 muestra el trabajo suministrado al compresor para las condiciones de operación del ciclo.

Se observa que las pérdidas entre el generador eléctrico y el trabajo de compresión son del 5%, es decir,

corresponde a las irreversibilidades del generador eléctrico. Para el caso del compresor, se tienen pérdidas internas del 37 %.

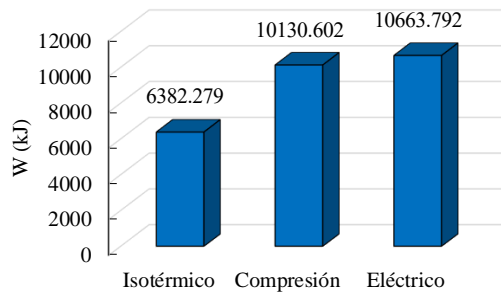


Figura 5. Trabajo de compresión isotérmico, real y eléctrico para las condiciones de operación. Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 5 se presentan las corrientes exergéticas para cada estado termodinámico. En la columna 2 se tiene la exergía específica y, en este caso, la del estado 6 es la mayor con un valor de 715.675 kJ/kg, ésta corresponde a la de líquido saturado. Si bien esta exergía tiene un valor mayor en comparación con los otros estados, solamente se extrae cierta fracción delimitada por el valor de z_L , en este caso es de 0.07.

Tabla 5. Exergía de cada estado termodinámico.

Estado	ϵ (kJ/kg)	m (kg)	E (kJ)
0	0	14.241	0
3	444.104	14.241	6324.457
4	505.371	14.241	7196.962
5	205.778	14.241	2930.476
6	715.675	1	715.675
7	167.185	13.241	2213.692
8	0.046	13.240	0.656

Fuente: elaboración propia

La Figura 6 muestra el diagrama hs del ciclo, en éste se muestran las exergías específicas de cada estado. La recta perpendicular a la isóbara de 1 bar, corresponde a la exergía del medio ambiente, es decir, la exergía cero; las exergías de los estados termodinámicos se ven representadas por las líneas punteadas verticales que cortan con la exergía del estado cero. Este diagrama es equivalente al diagrama de Grassmann para identificar las irreversibilidades en cada subregión. Por ejemplo, para la subregión III (IC), se identifica a aquellas corrientes que participan en la exergía de entrada o de recurso, en este caso es el cambio de exergía del proceso de 7 a 8; sin embargo, al ser exergía específica se multiplica por la calidad del vapor; la exergía de salida o el producto de esta subregión, corresponde al cambio de exergía del proceso de 3 a 4. Por lo tanto, con base en la ecuación (15), las irreversibilidades en este equipo son de 94.135 kJ/kg, o bien, en unidades de energía son 1340.531 kJ. De manera análoga se obtienen para las demás subregiones; en el caso de la

subregión IV (VE) se tiene una exergía específica de entrada que corresponde a la del estado 4 y una exergía de salida correspondiente al estado 5, por lo tanto, se tiene 59% de irreversibilidades en este equipo. Finalmente, para la subregión V (TS) se tiene una exergía de entrada correspondiente al estado 5, las salidas en el tanque separador corresponden a las exergías de los estados 6 y 7; si bien estas exergías son las de mayor valor, se multiplican por su respectiva fracción másica, por lo tanto, las irreversibilidades en este equipo son del 0% aproximadamente.

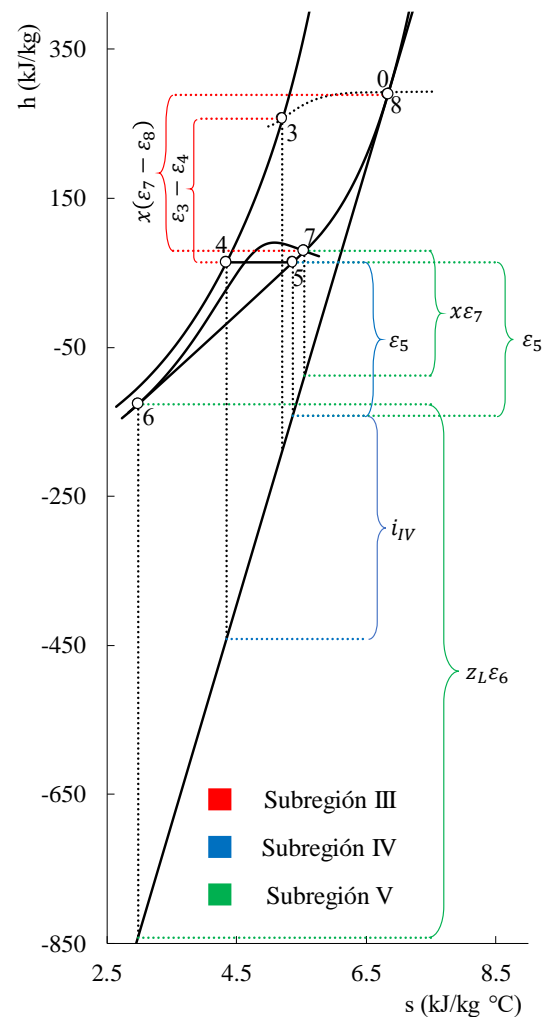


Figura 6. Diagrama entalpía-entropía del ciclo Linde-Hampson. Fuente: elaboración propia.

La Figura 7 muestra la fracción de gas licuado y el trabajo eléctrico en función de la presión de descarga. A medida que incrementa la presión de descarga, también incrementa la fracción de gas licuado; por ejemplo, para una presión de 40 bar, se tiene una fracción de gas licuado de 0.004, y para una presión de 320 bar, ésta se incrementa 95.65%. Sin embargo, para el trabajo eléctrico se tiene un decremento del 93% para el mismo rango de presiones.

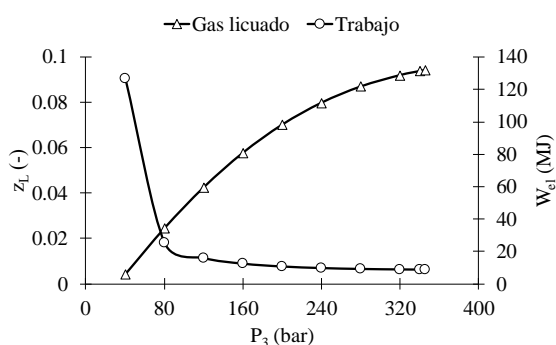


Figura 7. Fracción de gas licuado y trabajo eléctrico en función de la presión de descarga. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 8 se muestra la exergía del gas licuado y a la masa de aire en función de la presión de descarga. Con respecto a la masa de aire necesaria para extraer un kilogramo de aire, ésta se incrementa para una presión de descarga cercana a la presión crítica del aire. Por ejemplo, para una presión de 40 bar, se requieren 243 kilogramos de aire; y cuando la presión incrementa a 320 bar, disminuye 95.53%. La exergía de la fracción de gas licuado incrementa a medida que incrementa la presión a la salida del compresor, esto se debe a los límites termodinámicos del ciclo, cuando la presión tiende a la presión de inversión se tiene la máxima fracción de aire licuado obtenido.

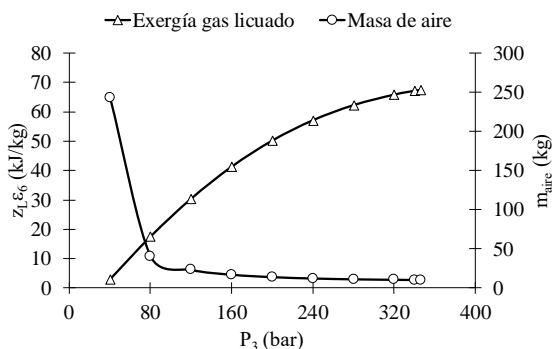


Figura 8. Exergía de gas licuado y la masa de aire en función de la presión de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 9 muestra las irreversibilidades y la eficiencia exergética del ciclo en función de la presión de descarga. Se observa un incremento en la eficiencia exergética del ciclo a medida que incrementa la presión de salida del compresor y, en consecuencia, las irreversibilidades internas disminuyen. Comparando las presiones de 80 y 320 bar, las irreversibilidades disminuyen 66.82% y la eficiencia exergética se incrementa 64.97%. En la Figura 8 se mostró el incremento de la cantidad de aire necesaria para extraer un kilogramo de aire licuado cuando la presión tiende a la presión crítica y como ésta disminuye a medida que la presión tiende a la presión de inversión; este comportamiento está directamente relacionado con las

irreversibilidades del ciclo; si la masa de aire incrementa, las irreversibilidades también aumentan.

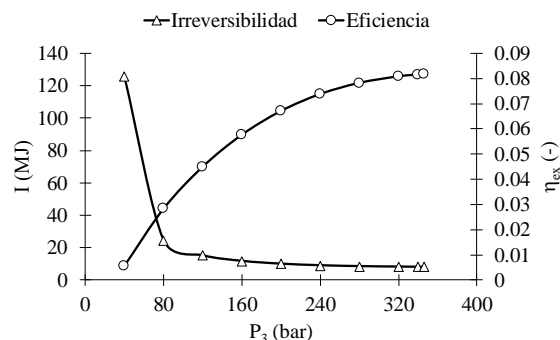


Figura 9. Irreversibilidades internas y eficiencia exergética del ciclo en función de la presión de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 10 muestra al producto (exergía del gas licuado) y al recurso (trabajo eléctrico) en función de la presión de descarga. En este caso, la exergía de la fracción de gas licuado permanece constante, esto se debe a que siempre se extrae un kilogramo de gas licuado; sin embargo, el recurso necesario para extraer ese kilogramo, disminuye a medida que incrementa la presión de descarga.

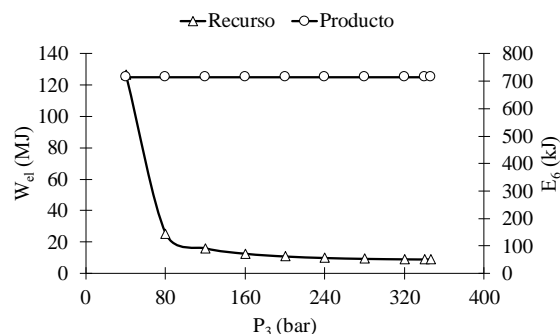


Figura 10. Recurso y producto en función de la presión de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 11 muestra el residuo generado en función de la presión de descarga. El residuo corresponde a la exergía asociada al aire que se disipa al ambiente. En este caso se tiene un comportamiento similar al recurso mostrado en la Figura 10, el residuo disminuye a medida que la presión de descarga se aproxima a la presión de inversión del aire. Comparando los rangos de presión de 80 a 320 bar, éste disminuye 73.36%.

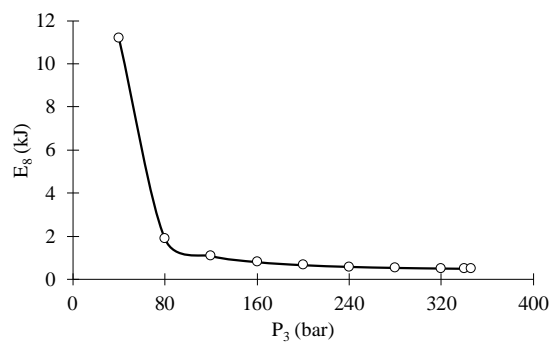


Figura 11. Residuo en función de la presión de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 12 muestra la exergía de las corrientes termodinámicas que componen el ciclo. La mayor exergía se tiene en el recurso externo, es decir, el trabajo eléctrico. La corriente 3 corresponde a la salida del postenfriador y aunque ésta se encuentra a la misma temperatura del ambiente, su alto contenido exergético se debe al incremento en la presión a la salida del compresor. La exergía 6 está asociada a la fracción de gas licuado y representa la menor corriente exergética, debido al kilogramo de aire licuado que se obtiene a lo largo del proceso. Con respecto a la variación en la presión, para la presión de 40 bar se tienen valores mayores en las exergías; por ejemplo, para el trabajo eléctrico (corriente 1), se tiene un valor de 126702.129 kJ y para la presión de 80 bar, éste disminuye 80%.

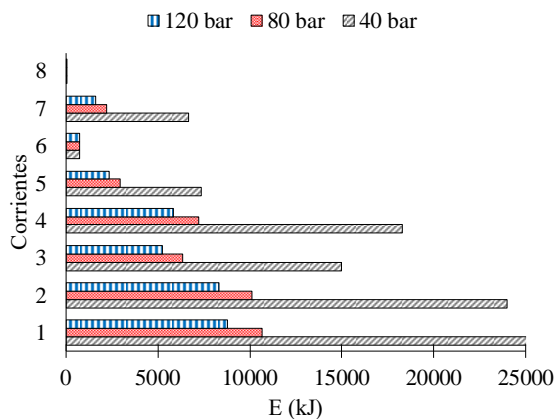


Figura 12. Exergía de las corrientes exergéticas para distintas presiones de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 13 muestra los costos exergéticos unitarios de cada corriente termodinámica para las presiones de 40, 200 y 346 bar. En este caso, los mayores costos exergéticos unitarios lo presentan las corrientes 6, 7 y 8, éstos tienen el mismo valor, debido a que su proceso de formación fue el mismo, en otras palabras, estas corrientes presentan la menor eficiencia exergética del ciclo con 0.57%. El del alto costo exergético unitario en estas corrientes se debe al proceso de separación para obtener la fracción de gas licuado. Estos costos unitarios son mayores para la presión de cercana a la

presión crítica (40 bar); para la presión de 200 bar, estos costos unitarios disminuyen 92.36%.

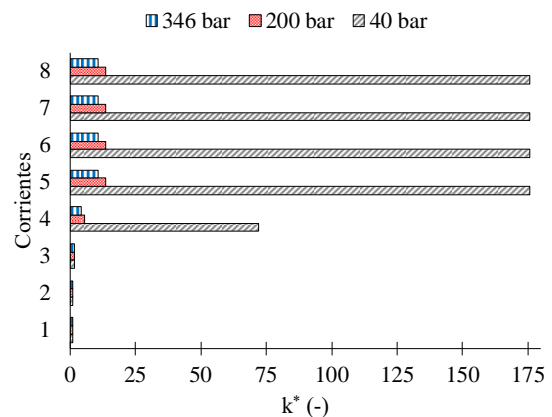


Figura 13. Costos exergéticos unitarios para cada corriente termodinámica a diferentes presiones de descarga. Fuente: elaboración propia.

La Figura 14 muestra los costos exergéticos de cada corriente termodinámica. Los mayores costos exergéticos se tienen en el proceso de estrangulamiento (4 a 5), esto se debe a la alta cantidad de exergía no aprovechada para disminuir la presión y temperatura del aire en dicho proceso. La corriente 7 es la fracción de vapor saturado que intercambia calor con la corriente de vapor supercrítico proveniente del postenfriador y, su alto costo exergético se debe a la diferencia de temperatura con respecto al medio ambiente. En el caso del residuo disipado al ambiente (corriente 8), su temperatura es similar a la del medio ambiente, por lo tanto, éste tiene un bajo costo exergético.

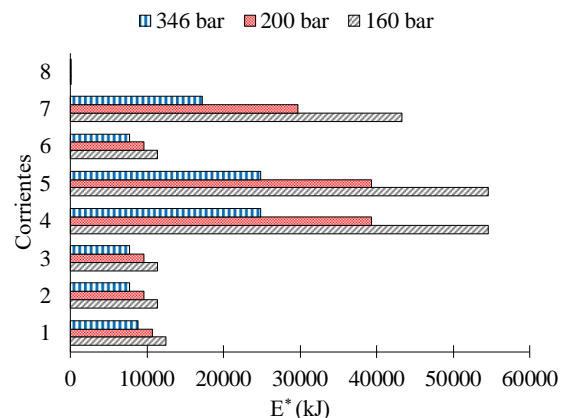


Figura 14. Costos exergéticos para cada corriente termodinámica a diferentes presiones de descarga. Fuente: elaboración propia.

4. Conclusiones

La presión de descarga en el compresor es un parámetro importante en el funcionamiento del Ciclo Linde-Hampson. Se concluye que, para presiones cercanas a la presión crítica se requiere una gran

cantidad de aire para extraer un kilogramo de aire licuado; esto se debe a que la calidad del vapor húmedo a la salida de la válvula de expansión tiende a uno y la fracción z_L es mínima. Una baja presión de descarga conllevó suministrar una mayor cantidad de trabajo al compresor y con ello un incremento en las irreversibilidades y en los costos exergéticos y los costos exergéticos unitarios del sistema.

Con base en el diagrama hs , se encontró que las mayores irreversibilidades se generan en la válvula de expansión con 42.89%, seguido del compresor y del intercambiador de calor con 38.26% y 13.48%.

La menor exergía, así como el menor costo exergético y el menor costo exergético unitario, corresponden a la corriente del residuo, esto se debe a su baja diferencia de temperatura con respecto al medio ambiente (5 °C). Si bien, el equipo responsable de la formación del residuo es el tanque separador y en este punto se tiene un alto contenido exergético del residuo (corriente 7), ésta se aprovecha en el intercambiador de calor al absorber la energía de la corriente de aire.

Otro límite importante es la presión de inversión, ésta indica la máxima cantidad de gas licuado que se puede extraer y al sobrepasar este límite, se alcanza un punto máximo de desempeño del ciclo. Sobrepasar este límite termodinámico tiene como consecuencia un efecto de calentamiento en el proceso de estrangulación. Cuando la presión tiende a la presión crítica, la eficiencia exergética de este disminuye y con ello un incremento en las irreversibilidades y en la cantidad de recurso y aire necesaria para obtener un kilogramo de gas licuado.

5. Nomenclatura.

Símbolo	Nombre	Unidades
E	Exergía	kJ
E^*	Costo exergético	kJ
F	Recurso	kJ
h	Entalpía por unidad de masa	kJ/kg
I	Irreversibilidad	kJ
k^*	Costo exergético unitario	-
m	Masa	kg
P	Presión / Producto	bar / kJ
R	Residuo	kJ
s	Entropía por unidad de masa	kJ/kg °C
T	Temperatura	°C
x	Calidad	-
z	Fracción de líquido	-
Letras griegas		
ε	Exergía por unidad de masa	kJ/kg
η	Eficiencia	-

Subíndices	
0-8	Estados termodinámicos
<i>air</i>	aire
<i>C</i>	Compresión
<i>el</i>	Eléctrico
<i>ex</i>	Exergético
<i>f</i>	Líquido
<i>g</i>	Gas
<i>in</i>	Entrada
<i>iso</i>	Isotérmico
<i>m</i>	Mecánico
<i>out</i>	Salida
<i>vap</i>	Vapor
Abreviatura	Nombre
C	Compresor
GE	Generador Eléctrico
IC	Intercambiador de calor
LS	Líquido saturado
TS	Tanque separador
VE	Válvula de expansión
VH	Vapor húmedo
VSC	Vapor sobrecalentado
VSCR	Vapor super crítico

6. Referencias

- [1] Torres, C., & Valero, A. (2000). Curso de doctorado (termoeconomía). Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica: Zaragoza, Spain.
- [2] ABURTO, A. (2009). La licuefacción de los gases o hacia las bajas temperaturas. Ciencias, (082). Recuperado a partir de <https://revistas.unam.mx/index.php/cns/article/view/12046>
- [3] Ghorbani, B., Salehi, G., Ebrahimi, A., & Taghavi, M. (2021). Energy, exergy and pinch analyses of a novel energy storage structure using post-combustion CO₂ separation unit, dual pressure Linde-Hampson liquefaction system, two-stage organic Rankine cycle and geothermal energy. Energy, 233, 121051.
- [4] Kotas, T. J. (2012). The exergy method of thermal plant analysis. Paragon Publishing.
- [5] Szablowski, L., Krawczyk, P., & Wolowicz, M. (2021). Exergy analysis of adiabatic liquid air energy storage (A-laes) system based on linde-hampson cycle. Energies, 14(4), 945.
- [6] YILMAZ, C. (2019). Thermodynamic performance analysis of gas liquefaction cycles for cryogenic applications. Journal of Thermal Engineering, 5(1), 62-75.
- [7] Barron, R. F. (1985). *Cryogenic Systems* (2nd ed.). Oxford University Press.