

OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO SIMPLE DE LICUEFACCIÓN DE GAS NATURAL

HENRY OJEDA ¹, ALESSANDRO TRIGILIO ² Y SABRINA DI SCIPIO ²

¹ Coordinación de Ingeniería Química.

² Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia.

Universidad Simón Bolívar. Valle de Sartenejas, Baruta. Edo. Miranda A.P. 89000, Caracas Venezuela.

e-mails: hojeda1990@gmail.com / alessandrotp@usb.ve / sdiscipio@usb.ve

Recibido: noviembre 2016

Aprobado para publicación: marzo 2017

RESUMEN

Una de las tecnologías más usadas a nivel mundial para licuar el gas natural, por su simplicidad y facilidad de manejo, es la de ciclo simple denominada PRICO®. En este trabajo se realizó la simulación de un ciclo de licuefacción similar al de esta tecnología, utilizando el programa comercial PRO/II® versión 9.1. Se simuló un caso base y se llevó a cabo un análisis de varianza (ANOVA) de presiones y flujos usando el programa Statgraphics Centurion XVI®. Además, se realizó un procedimiento de optimización de presiones y composición de refrigerantes. Se determinó que el coeficiente de rendimiento (COP) se ve afectado de forma directamente proporcional por las presiones de alta y baja del ciclo, y que la modificación de la presión intermedia entre los dos compresores no fue significativa. La variación en el contenido de pentano en la mezcla de refrigerante presentó el mayor efecto positivo sobre el COP seguido por el propano, sin embargo se debe tener presente que el pentano puede generar condensaciones indeseadas. Se logró optimizar el COP incrementándolo hasta un valor de 0,71, el cual es 60% mayor respecto al caso base y está acorde con otros reportados en la literatura.

Palabras clave: gas natural, ciclo de licuefacción simple, ciclo de licuefacción simple, optimización, análisis de varianza

OPTIMIZATION OF A NATURAL GAS LIQUEFACTION SIMPLE CYCLE

ABSTRACT

One of the most used technologies worldwide for liquefying natural gas, due to its simplicity and ease of operability, is the simple cycle called PRICO®. In this work a simulation of a cycle similar to the one of this technology was performed, using the commercial program PRO/II® version 9.1. A base case was simulated and the software Statgraphics Centurion XVI® was used to perform an ANOVA procedure on the pressure levels and refrigerant compositions. Additionally, an optimization procedure of the pressure level and refrigerants compositions was made. It was determined that the coefficient of performance (COP) is affected in a directly proportional manner by both high and low pressure levels of the cycle, and the modification of the intermediate pressure level had an insignificant effect on the COP. The variation of pentane content in the mixed refrigerant has the highest positive effect on the COP followed by the propane, nevertheless it has to be taken into account that the pentane could generate undesired condensation. It was possible to optimize the COP, obtaining a value of 0,71 which is 60% greater than base case COP, and it is in accordance with others reported in the literature.

Keywords: natural gas, simple liquefaction cycle, optimization, analysis of variance

INTRODUCCIÓN

Un refrigerador es un dispositivo cíclico usado para transferir calor de un medio de baja temperatura a uno de alta. En general, el refrigerante se comprime hasta una presión de condensado donde luego libera calor y atraviesa un proceso de expansión hasta la temperatura más baja del ciclo; una vez frío, absorbe el calor del espacio refrigerado (Cengel y Boles, 2006). Cuando un sistema de refrigeración enfría un gas hasta una temperatura y presión sub críticas,

de forma tal que sea posible formar una fase líquida, se dice que ocurrió un proceso de licuefacción; por ello los ciclos de licuefacción son un caso particular de los ciclos de refrigeración (Mokhatab *et al.*, 2014). Los procesos de licuefacción usualmente son patentados por grandes compañías de ingeniería, gas o petróleo, y están basados en procesos de refrigeración de uno, dos o tres ciclos, usando refrigerantes puros o mezclas de refrigerantes (Hâvard, 2013).

Entre las tecnologías menos complejas para la licuefacción resalta la denominada PRICO® patentada por Black&Veatch, la cual es utilizada ampliamente a nivel mundial en plantas de baja capacidad (menos de 2 millones de toneladas por año, MTPA), debido a su simplicidad y fácil manejo (Price y Mortko, 1996). En un proceso de licuefacción, uno de los principales equipos a estudiar es el intercambiador de calor por donde circula el gas natural y la mezcla refrigerante, conocido como intercambiador de calor criogénico principal, MCHE de las siglas en inglés, *Main Cryogenic Heat Exchanger* (Mokhatab *et al.*, 2014). En él se presta particular atención a los perfiles internos de temperatura, buscando reducir la diferencia de temperatura entre las corrientes frías y calientes, disminuyendo así las irreversibilidades asociadas al proceso y obteniendo un aumento en la eficiencia del mismo. En la Figura 1 se pueden ver las curvas compuestas de un ciclo PRICO® antes y después de un proceso de optimización, en ella se presenta cómo es posible aproximar los perfiles de temperatura, volviéndolo energéticamente más eficiente (Aspelund *et al.*, 2009). Un parámetro que permite medir la eficiencia energética de un ciclo es el Coeficiente de Operación (COP, por sus siglas en inglés, *Coefficient of Performance*), que relaciona el calor retirado a la corriente de gas natural (Q_{GN}) con la potencia (W) que debe suministrarse para lograr la licuefacción, tal como se muestra en la ecuación 1.

$$COP = \frac{Q_{GN}}{W} \quad (1)$$

El ciclo tipo PRICO® ha sido estudiado por varios autores, Lee *et al.* (2002) propusieron un método de optimización de mezclas de refrigerantes usando métodos de programación no lineal, Del Nogal *et al.* (2005) publicaron una mejora al método presentado por Lee *et al.* (2002) reforzando el concepto de diferencia de temperatura en el MCHE, Aspelund *et al.* (2009) realizaron una optimización usando la herramienta Aspen HYSYS® combinándola con un algoritmo TS (*Tabu search*) y Visual Basic en Microsoft Excel®, Trigilio (2009) realizó la simulación en ambiente MATLAB® efectuando un análisis de sensibilidad, Di Scipio *et al.* (2014) desarrollaron la simulación y análisis de sensibilidad en PRO II 8.1®, Trigilio *et al.* (2015) llevaron a cabo su optimización en PRO II 9.1®.

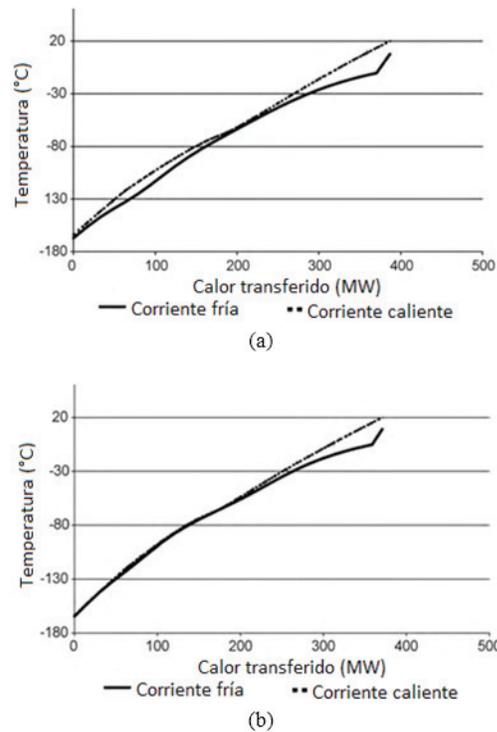


Figura 1. Curvas compuestas dentro de un MCHE
(a) Caso sin optimizar (b) Caso Optimizado
(Aspelund *et al.*, 2009)

En este trabajo se realizó la simulación y estudio de un ciclo similar al PRICO® usando el simulador comercial PRO II 9.1®, por medio de un análisis de varianza (ANOVA, por sus siglas en inglés) en lugar de los análisis de sensibilidad realizados en trabajos anteriores, así como la optimización de presiones y flujos de refrigerantes utilizando una estrategia alternativa a la presentada por Trigilio *et al.* (2015).

MARCO METODOLÓGICO

Las condiciones de caídas de presión usadas en este trabajo fueron las presentadas por Jensen y Skogestad (2006), expuestas en la Tabla 1; así como la temperatura de condensadores, ajustada para trabajar en condiciones tropicales. La composición y condiciones del gas natural se presentan en Tabla 2.

Tabla 1. Base de diseño (Jensen y Skogestad, 2006)

ΔP_{COND} (bar)	0,1
ΔP_{GN-HX} (bar)	5
$\Delta P_{Celda-Caliente}$ (bar)	4
$\Delta P_{Celda-Fria}$ (bar)	1
MITA (°C)	≥ 2
T_{COND} (°C)	35
$T_{>Pto. Rocio}$ (°C)	5
$\eta_{Politrónica}$ (%)	80

Tabla 2. Composición y condiciones del gas natural (Jensen y Skogestad, 2006)

	%Molar
N_2	2,8
C_1	89,7
C_2	5,5
C_3	1,8
C_4	0,1
P_{GN} (bar)	40
T_{GN} (°C)	35

Se utilizaron 2 MTPA (millones de toneladas métricas por año) de gas natural como flujo a ser procesado. La Figura 2 muestra el diagrama empleado para simular la tecnología similar a PRICO®.

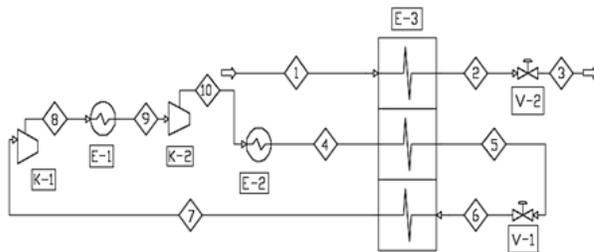


Figura 2. Diagrama seleccionado para la tecnología similar a PRICO®

Análisis de grados de libertad

En la Tabla 3 se presenta el conteo grados de libertad para el ciclo mostrado en la Figura 2, obviando la válvula V-2 que realiza la expansión hasta presión atmosférica del gas natural, pero que no es necesaria para la resolución del ciclo. El total de grados de libertad a definir fue de $S+N+16$. Si se conocen $S-1$ composiciones de gas natural y $N-1$ composiciones de mezcla de refrigerante, entonces

deben definirse 18 variables adicionales para la resolución del ciclo.

Tabla 3. Conteo de grados de libertad

Componentes	G.L
Compresor	$2*(N+4)$
Condensador	$2*(N+4)$
Válvula	$N+3$
LNGHX	$2*N+S+11$
Total Equipos	$7*N+S+30$
Coincidencias	$-[6*(N-1)]+7*2+6]$
Total	$S+N+16$

Condiciones de operación

En el caso de la composición de refrigerante, Jensen y Skogestad (2006) utilizaron una mezcla de refrigerante comprendida por N_2 , C_1 , C_2 , C_3 y nC_4 , la cual ha sido ampliamente aplicada por otros autores como Lee et al. (2002), Remeljei y Hoadley (2006), Trigilio *et al.* (2012) y Di Scipio *et al.* (2014). Sin embargo, se decidió estudiar la presencia del C_5 en la mezcla de refrigerante para su posterior inclusión en el proceso de optimización. La composición de mezcla de refrigerante se presenta en la Tabla 4. Los valores para los niveles de presión del ciclo se tomaron de Di Scipio *et al.* (2014) y fueron de 30 bar para la presión de alta (P_A) en la salida del compresor K-2, 10 bar para la presión intermedia (P_I) en la salida del compresor K-1 y 5 bar para la presión de baja (P_B) en la salida de la válvula V-1.

Tabla 4. Composición base de la mezcla de refrigerante (Di Scipio *et al.*, 2014)

	% Molar
N_2	10,64
C_1	31,91
C_2	29,79
C_3	11,7
C_4	15,96
C_5	0

La temperatura del gas natural en la salida del LNG-HX (E-103) se estableció de manera tal que tras una expansión hasta una presión de 1 atm, el gas natural se tuviera una fracción vaporizada de 5%, y además se definió que la celda caliente de la mezcla de refrigerante tendría esta misma temperatura. Finalmente, se establecieron de manera global las 18 especificaciones realizadas para resolver el ciclo, listadas en la Tabla 5.

Tabla 5. Definición de variables para el ciclo simulado

Definiciones		
Compresor 1 (K-1)	$P_1=10$ bar	$\eta_{\text{Politrópica}}=80\%$
Compresor 2 (K-1)	$P_A=30$ bar	$\eta_{\text{Politrópica}}=80\%$
Condensador 1 (E-1)	$T_9=35^\circ\text{C}$	$\Delta P=0,1$ bar
Condensador 2 (E-2)	$T_4=35^\circ\text{C}$	$\Delta P=0,1$ bar
LNG-HX (E-3)		
Celda GN	$T_2=-157^\circ\text{C}$	$\Delta P_{\text{GN}}=5$ bar
Celda Caliente	$T_5=-157^\circ\text{C}$	$\Delta P_{\text{Cal}}=4$ bar
Celda Fría		$\Delta P_{\text{Fría}}=1$ bar
Válvula 1 (V-1)	$P_6=5$ bar	
Corriente 1		$M_1=2$ MTPA
	$T_1=35^\circ\text{C}$	$P_1=40$ bar
Corriente 7		Sobrecalen- tamiento= 5°C

Análisis de varianza (ANOVA)

El análisis de varianza se llevó a cabo mediante el programa Statgraphics Centurion XVI®. Se realizó un ANOVA Factorial de 3 niveles, con tres factores y una sola respuesta: el COP. En la Tabla 6 se muestran los tres factores con sus respectivos niveles. Se verificó la convergencia del ciclo para los valores extremos. En los tres casos, los valores intermedios y máximos fueron 30 y 50% mayores con respecto al valor mínimo inicial. También se realizó el ANOVA para estudiar el efecto del flujo de cada compuesto en la mezcla de refrigerante, en función de los parámetros presentados en la Tabla 7. Los niveles se establecieron basados en un análisis de sensibilidad realizado previamente. Todos los análisis se llevaron a cabo para un nivel de confianza del 95% con dos réplicas.

Optimización del ciclo

La optimización del ciclo se realizó con el Optimizador de PROII 9.1®. Se eligieron como variables de optimización: (i) la presión de alta (P_A), (ii) la presión de baja (P_B) y (iii) los flujos de refrigerante, usando el COP como función objetivo, sujeto a ciertas restricciones: el acercamiento mínimo de temperaturas (MITA de las siglas en inglés *Minimal Internal Temperature Approach*) como mayor o igual a 2°C y un sobrecalentamiento de al menos 5°C por encima de la temperatura de rocío en la entrada de los compresores, para evitar la entrada de líquido.

Tabla 6. Parámetros del ANOVA factorial multinivel

Factores	Niveles		
	1	2	3
P_A (bar)	30,0	38,5	45,0
P_B (bar)	10,0	12,8	15,6
P_B (bar)	3,0	3,8	4,6

Tabla 7. Parámetros del ANOVA factorial multinivel para el flujo de refrigerante

Componente	Niveles	
	Bajo	Alto
	(kmol/s)	
N_2	0,2	11,5
C_1	14,9	39,2
C_2	15,0	29,3
C_3	0,0	14,5
C_4	0,0	16,5
C_5	0,0	14,9

Se estableció $T_7 = T_4 - 2^\circ\text{C}$, para que la temperatura de salida del E-3 estuviese siempre lo más caliente posible, lo que garantiza que ocurra un punto de diferencia de temperatura mínima en el extremo, aprovechando al máximo el calor que puede extraerse de las corrientes calientes. Con esto el caso base de la optimización parte de un COP más alto que el caso base original, dado que se en el MCHE la temperatura de salida será la más caliente posible reduciendo el flujo másico necesario, esto se hace para que el sobrecalentamiento quede como una consecuencia del proceso de optimización y no como una definición. Las variables a optimizar y sus valores máximos y mínimos permitidos, se presentan en la Tabla 8.

Se establecieron dos estrategias de optimización: (i) optimizar las presiones y las composiciones por separado y (ii) optimizar todas las variables simultáneamente. En ambos casos se realizaron ciclos iterativos hasta que los cambios en las variables y en el COP fueran despreciables.

El problema de optimización puede resolverse de varias formas, una de ellas, es haciendo uso de un controlador que calcule el flujo másico hasta cumplir con las especificaciones del balance de energía, de la misma forma en que fue implementado por Trigilio *et al.* (2015) para este mismo ciclo; la otra alternativa realiza un cálculo previo para obtener el flujo másico de refrigerante requerido, proveniente del balance de energía, mediante la Calculadora de PROII 9.1®, y luego por medio de un controlador se varía el flujo del ciclo hasta que iguale el de la calculadora.

Tabla 8. Parámetros y restricciones de optimización

Parámetro	Inferior	Inicial	Superior
P_A (bar)	16	30	80
P_B (bar)	2	5	7
N_2 (kmol/s)	0	10	15
C_1 (kmol/s)	0	30	50
C_2 (kmol/s)	15	28	40
C_3 (kmol/s)	0	11	15
C_4 (kmol/s)	0	15	20
C_5 (kmol/s)	0	0,01	20

Luego de aplicar cada una de las estrategias de optimización mencionadas, se procedió a su vez a optimizar la presión intermedia del ciclo de manera independiente.

En la Figura 3 se resume de forma esquemática, el procedimiento seguido para simular y optimizar el ciclo analizado, asociado al establecimiento de las condiciones de operación.

RESULTADOS

Simulación del caso base

Para el caso base planteado se verificó que el MITA fuese mayor o igual a 2 °C, encontrando que su valor está en el límite inferior de esta restricción. El COP resultó ser de 0,16, lo que representa un valor bajo para un ciclo de este tipo, ya que de acuerdo a trabajos previos esta cantidad oscila entre los 0,50 y 0,70 (Lee *et al.*, 2002, Remelje y Hoadley, 2006, Del Nogal *et al.*, 2005, Aspelund *et al.*, 2009, Di Scipio *et al.*, 2014, Trigilio *et al.* 2012), con una potencia requerida que supera los 300 MW, muy por encima del valor esperado de 28 MW por MTPA procesado (Håvard, 2013). El trabajo que se aproxima más a las condiciones de operación utilizadas en este estudio fue el presentado por Trigilio *et al.* (2015) quienes analizaron el ciclo similar a PRICO®, considerando las mismas caídas de presión y con una temperatura de condensado de 30°C; partieron de un caso base con un COP de 0,19 y lograron optimizar hasta un COP de 0,56.

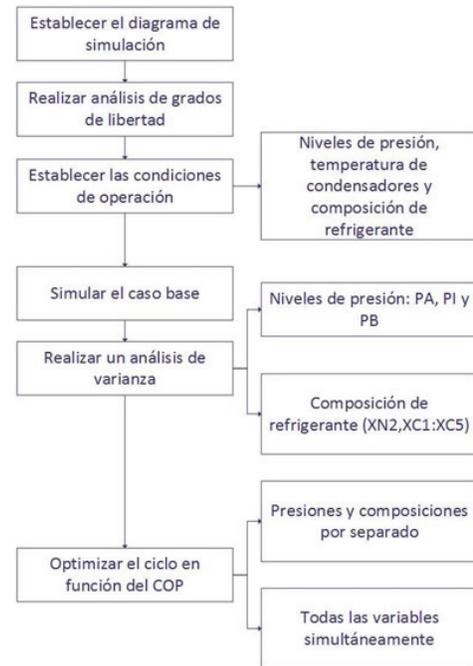


Figura 3. Esquema resumen de la metodología seguida para simular y optimizar el ciclo de licuefacción

ANOVA de presiones:

En la Figura 4 se presentan los efectos estandarizados de cada uno de los factores, donde se puede observar que la presión de alta rompió el estadístico crítico de manera más amplia, seguido de la presión de baja; la presión intermedia no lo hizo, por lo cual se considera que su efecto es despreciable con 95% de nivel de confianza. En resumen, de los tres efectos primarios solo la presión de alta y de baja resultaron significativas. Con respecto de las interacciones de segundo orden, que indican la respuesta del COP cuando dos parámetros varían en conjunto (Ej.: P_A - P_B es la respuesta del COP cuando la presión de alta y de baja se varían juntas), se encontró significativo el efecto P_A - P_B (AC) de entre todas las interacciones posibles: P_A - P_B (AC), P_A - P_I (AB) y P_I - P_B (BC); lo cual tiene sentido porque en primera instancia el análisis arrojó que el efecto de P_I no era significativo.

En la Figura 5 se puede ver que el COP presentó una pendiente nula en función de P_I , no siendo así para P_B , donde el COP es directamente proporcional. En la Figura 6 se aprecia el efecto de P_A sobre el COP, donde también a presiones más altas se incrementan los valores de COP, y se aprecia que el mayor rendimiento se alcanza cuando ambas presiones son altas. El ANOVA presentado para los niveles de presión tuvo un R^2 del 98,67% lo que significa que el modelo presentado se ajusta de manera satisfactoria a las variaciones observadas en el COP.

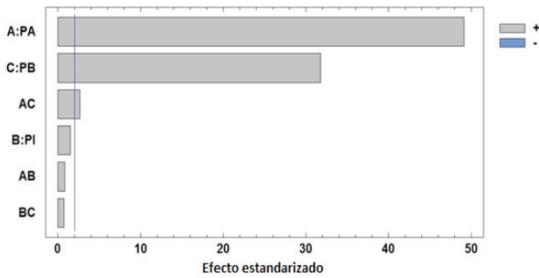


Figura 4. Gráfico de Pareto para el análisis de varianza del ciclo similar a PRICO®

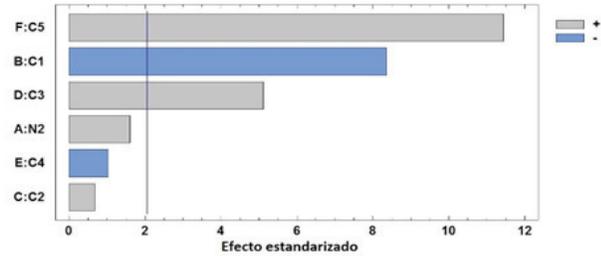


Figura 7. Diagrama de Pareto para el análisis de varianza del flujo de refrigerante

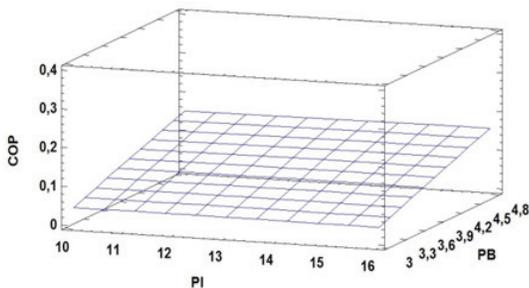


Figura 5. Superficie de respuesta para la interacción P_I-P_B ($P_A=30$ bar)

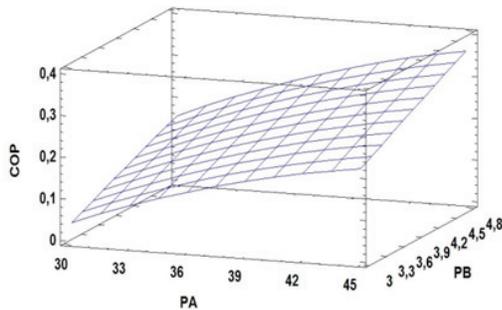


Figura 6. Superficie de respuesta para la interacción P_A-P_B ($P_I=15,625$ bar)

ANOVA de flujos de refrigerante:

Se puede observar en la Figura 7 que el C_5 tuvo un efecto significativo y positivo sobre el COP, seguido por el C_3 . El C_1 y C_4 presentaron efectos negativos sobre el COP. Esto sugiere que la mezcla de refrigerantes debería enriquecerse de compuestos pesados para mejorar el COP del ciclo. Sin embargo, deben tomarse en cuenta los efectos sobre el perfil de temperatura del intercambiador de calor principal del ciclo, pues los compuestos pesados tienden a reducir las diferencias de temperatura (Xu *et al.*, 2014; Di Scipio *et al.*, 2014), lo que podría producir cruces de temperatura (*pinch points*). El factor de correlación para el ANOVA del flujo de refrigerante fue $R^2 = 98,75\%$.

Optimización del ciclo

Caso A:

Los resultados de este problema de optimización se muestran en la Tabla 9. El proceso se realizó en dos etapas de cálculo a partir del caso base de la optimización que presentó un COP igual a 0,44. En la primera etapa, donde solo se optimizaron presiones, se obtuvo una mejora del COP alcanzando un valor de 0,55. En la segunda etapa (donde solo se optimizaron los flujos de refrigerante), se logró una mejora en el COP hasta el 0,71. Dado que el calor extraído del gas natural permanece fijo durante todo el proceso, el aumento del COP se debe netamente a la disminución de potencia requerida del ciclo, que bajó progresivamente desde 118 a 96 MW y finalmente hasta 76 MW. Las fracciones de N_2 y de C_2 se mantuvieron prácticamente constantes con respecto al caso base, el C_1 aumentó ligeramente de 31,91 a 34,71 %mol, el C_3 disminuyó de 11,7 a 5,87% mol, el C_4 se redujo de 15,96 a 6,2 %mol y el C_5 aumentó considerablemente desde 0,01 a 12,55 % mol. En general, se corresponde con lo observado en el ANOVA donde el N_2 y el C_2 no tuvieron efectos significativos sobre el COP, por lo que el optimizador tiende a no modificar sus valores. El C_4 tuvo un efecto negativo en el COP, por lo que es de esperar que haya disminuido en la optimización, mientras que el C_5 tuvo el efecto positivo más importante, siendo compensada la disminución de C_3 y C_4 por la presencia de este componente. El sobrecalentamiento del caso base de la simulación se había fijado en 5 °C, pero luego para el proceso de optimización se dejó libre para ser consecuencia del proceso, y pasó de 42 °C en el caso base de optimización a 20 °C.

Tabla 9. Resultados para Caso A del proceso de optimización del ciclo simulado

	BASE	Etapa 1	Etapa 2
COP	0,45	0,5518	0,6894
Ciclos	N/A	4	95
MITA (°C)	2	2	1,98
Sobrecalentamiento (°C)	42	47,87	20,02
W (MW)	118,51	96,32	76,74
MR (kmol/s)	17,24	10,32	8,66
P_A (bar)	30	48,08	48,08
P_B (bar)	5	4,14	4,14
(%molar) N₂	10,64	10,64	10,67
C₁	31,91	31,91	34,71
C₂	29,78	29,78	29,99
C₃	11,70	11,7	5,87
C₄	15,96	15,96	6,20
C₅	0,01	0,01	12,55

En las Figuras 8 y 9 se pueden ver las curvas compuestas del caso base de la optimización con la curva resultante del proceso de optimización. Las diferencias internas de temperaturas pasaron de un rango de 0 – 30 °C a uno de 0 – 15 °C, y de 400 MW de calor intercambiado se logró una reducción hasta 200 MW. El historial de optimización se recopiló y se muestra en la Figura 10.

Caso B:

Se realizó una optimización con calculador, presiones y composiciones simultáneamente. El COP óptimo se logró alcanzar en 51 ciclos y fue de 0,69 (ver Figura 10), lo que es ligeramente inferior al caso anterior. Las composiciones de N₂ y C₁ se mantuvieron prácticamente constantes mientras que el C₃ sufrió una disminución importante, pasando de 11,7 %mol en el caso base a 1,9% en el caso optimizado. El C₄ se redujo en un 50% y el C₅ pasó de 0 a 11,3%. Una vez más, el comportamiento general se ajustó a los resultados del ANOVA.

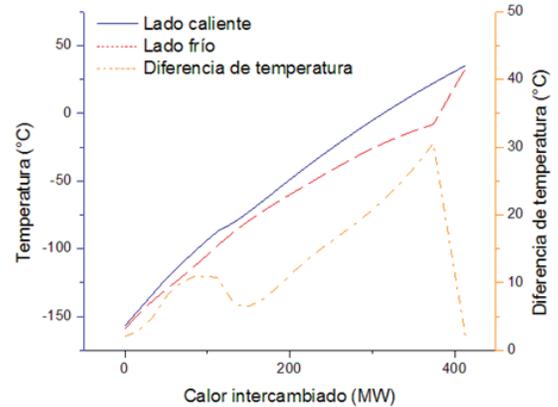


Figura 8. Curvas compuestas y diferencias de temperatura en el LNG-HX para el caso base de la optimización

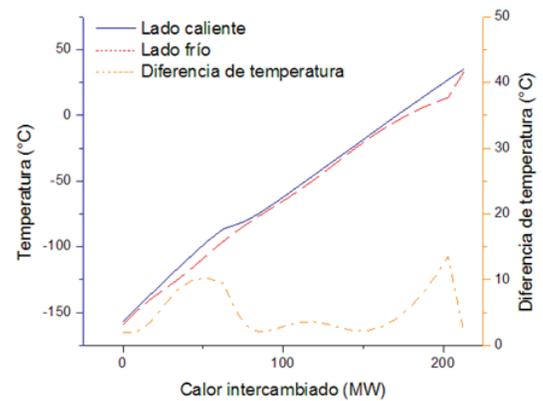


Figura 9. Curvas compuestas y diferencias de temperatura en el LNG-HX del Caso A de optimización

La diferencia más importante con respecto al Caso A fue la composición de C₂ y C₃, ya que para las otras variables los cambios fueron similares en magnitud entre ambos casos. La composición que arrojó el Caso B tiene menos contenido de C₃ y más de C₂ con respecto al Caso A y para ambos las presiones permanecieron prácticamente constantes, respecto del caso base de cada caso, siendo la presión P_A (del Caso A) 20 bar más alta que la del Caso B. Dado que en la entrada del MCHX debería haber la menor cantidad de vapor saturado posible (en la celda caliente) para disminuir el calor latente intercambiado en esta celda, la mezcla tiende a disminuir su punto de burbuja, por lo tanto en la celda caliente del refrigerante se debería obtener una fase más condensada; de tal forma que el resultado del caso B, que tiene una presión de alta menor, debería arrojar una mezcla óptima de refrigerante con un punto de burbuja más bajo que en el caso A, pues mientras esté el refrigerante más cerca de su punto de burbuja, la fase líquida será mayor, tal como puede apreciarse en la Figura 11. Si se comparan

las fases de la corriente 4 del resultado final del Caso A y B se encontrará que A tiene un fracción de líquido de 0,32 y que B tiene una de 0,20 y que, efectivamente, el Caso A presentó un COP ligeramente más alto. Si se cotejan las fases de la corriente 4 del resultado final del Caso A y B se encontrará que A tiene un fracción de líquido de 0,32 y que B tiene una de 0,20 y que, efectivamente, el Caso A presentó un COP ligeramente más alto.

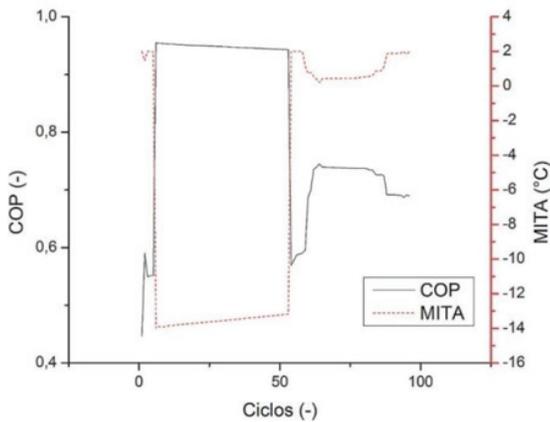


Figura 10. Historial de optimización del caso A del ciclo similar a PRICO®

La razón por la cual las presiones se mantuvieron prácticamente constantes en este caso podría hallarse en que al optimizar todas las variables en conjunto, el optimizador tiende a modificar las variables en la dirección en que detecte un mayor gradiente en el COP dentro del espacio multidimensional de la optimización y, con base en el caso anterior, donde el 60% de la mejora total se debió a la mezcla de refrigerante, parece razonable suponer que se modifiquen en mayor medida los flujos de refrigerante antes que las presiones.

Comparación de resultados finales

En la Tabla 10 se presentan los resultados obtenidos en este trabajo y los publicados por otros autores. Dos de los COP hallados en otras investigaciones están por encima del reportado por este estudio: Del Nogal *et al.* (2005) y Aspelund *et al.* (2009), el COP encontrado por estos últimos es de 0,7380, sin embargo, sus diferencias internas son imprácticas, pues un MITA de 0,10 °C requeriría áreas de intercambio muy grandes. Del Nogal utilizó una temperatura ambiente más cercana a la del presente trabajo, sin embargo, los cálculos propios realizados con los datos publicados por el autor arrojaron en PRO II® un cruce de temperatura. El trabajo presentado por Trigilio *et al.* (2015)

es bastante similar al realizado acá, simulado también en PRO II® y su COP resultó 0,57. Todo lo anterior sugiere que el resultado obtenido puede considerarse un valor acorde para un ciclo similar al PRICO®. En la Tabla 10 también se aprecia que para ciclos optimizados la relación de flujo de refrigerante requerido y gas natural procesado puede oscilar entre 2,1 y 3,5. Con las presiones no se apreció una tendencia concluyente, ya se vio en este trabajo que la estrategia de optimización usada puede arrojar máximos locales diferentes con valores de COP similares.

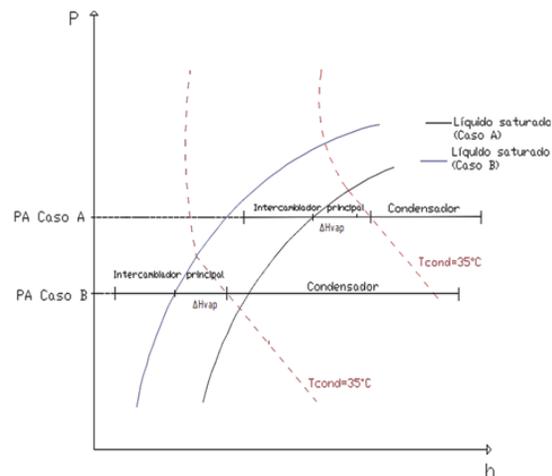


Figura 11. Diagrama de presión-entalpía para dos mezclas de refrigerantes de diferente composición a distintos niveles de presión

CONCLUSIONES

Se logró estudiar el comportamiento del rendimiento energético de un ciclo simple de licuefacción de gas natural, mediante un análisis de varianza (ANOVA) con el que se pudo determinar: (i) que las presiones de alta y baja ejercen un efecto significativo en el COP de carácter directamente proporcional, mientras que la presión intermedia resultó no significativa, siendo recomendable no incluirla en procesos de optimización, sino como un último paso y (ii) que el compuesto con efecto más notable sobre el COP fue ejercido por el C_5 , con lo que se recomienda incluirlo en la mezcla de refrigerantes siempre y cuando se tome en cuenta que este compuesto puede producir condensación indeseada.

Se optimizó el COP del ciclo hasta el valor de 0,71 que representa 60% por encima del caso base reduciendo la potencia de los compresores hasta 76 MW, siendo 35% menor al del caso base, encontrando más conveniente optimizar presiones y flujos por separado.

Tabla 10. Comparación de resultados de optimización obtenidos

	Este trabajo		Aspelund <i>et al.</i> , 2009	Del Nogal <i>et al.</i> , 2005	Trigilio <i>et al.</i> , 2015
	Caso				
	Caso A	B			
COP	0,71	0,69	0,74	0,72	0,57
T _{COND} (°C)	35,00	35,00	15,00	30,00	30,00
T _{GNL} (°C)	-157,00	-157,00	-157,00	-163,00	-168,80
MITA (°C)	1,98	1,99	0,10	1,20	2,00
S _{obrecal.} (°C)	20,02	14,49	28,00	29,89	10,00
Relac. de flujo	2,48	3,64	2,16	2,38	3,56
P _A (bar)	48,08	28,72	31,26	43,87	39,60
P _I (bar)	14	12	-	-	16,66
P _B (bar)	4,14	5,33	3,55	4,84	2,65
(% molar)					
N ₂	10,67	11,20	10,50	10,08	13,60
C ₁	34,71	32,00	26,90	27,12	27,60
C ₂	29,99	36,80	37,60	37,21	6,60
C ₃	5,87	1,90	2,30	0,27	24,60
C ₄	6,20	6,80	22,70	25,31	13,60
C ₅	12,55	11,30	0,00	0,00	0,00

REFERENCIAS

- ASPELUND, A., GUNDERSEN, T., MYKLEBUST, J., NOWAK, M. P. y TOMASGARD, A. (2009). An optimization-simulation model for a simple LNG process. *Comput. Chem. Eng.*, 34(10), 1606-1617.
- CENGEL, Y. A. y BOLES, M. A. (2006). *Thermodynamics: an Engineering Approach*, 5ta Edición, McGraw-Hill.
- DEL NOGAL, F. L., KIM, J., SMITH, R. y PERRY, S. J. (2005). Improved design of mixed refrigerant cycles using mathematical programming. In *Gas Processors Associations (GPA) Europe Meeting*. Amsterdam.
- DI SCIPIO, S., RODRÍGUEZ, A., SALAZAR, A. y TRIGILIO, A. (2014). Simulation and sensitivity analysis of a natural gas liquefaction cycle. *Rev. Tec. Fac. Ing. Univ.*, 37, 242-250.
- HÅVARD, D. (2013). *Oil and Gas Production Handbook*, Oslo, ABB Oil and Gas.
- JENSEN, J. B. y SKOGESTAD, S. (2006). Optimal operation of a simple LNG process. In *Proceedings Adchem*, 241-247.
- LEE, G. C., SMITH, R. y ZHU, X. X. (2002). Optimal Synthesis of Mixed Refrigerant Systems for Low-Temperature Processes. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 41(20), 5016-5028.
- MOKHATAB, S., MAK, J. Y., VALAPPIL, J. V. y WOOD, D. A. (2014). *Handbook of Liquefied Natural Gas*, Elsevier.
- PRICE, B. y MORTKO, R. (1996). PRICO: A simple, flexible proven approach to natural gas liquefaction. *International LNG/LPG Conference*. 1-14.
- REMELJEJ, W. W. y HOADLEY, A. F. A. (2006). An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes. *Energy*, 31-12, 2005-2019.
- TRIGILIO, A. (2009). *Modelaje y Simulación de Sistemas de Licuefacción de Gas Natural*. Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Químico, Decanato de Estudios Profesionales, Universidad Simón Bolívar.
- TRIGILIO, A., BOUZA, A., y DI SCIPIO, S. (2012). Modelling and Simulation of Natural Gas Liquefaction Process, *Advances in Natural Gas Technology*, Dr. Hamid Al-Megren (Ed.), InTech, DOI: 10.5772/37781. Disponible en: <http://www.intechopen.com/books/advances-in-natural-gas-technology/-modelling-and-simulation-of-natural-gas-liquefaction-process>
- TRIGILIO, A., BOUZA, A. y DI SCIPIO, S. (2015). Simulación y optimización de un ciclo simple de licuefacción de gas natural. XXI Convención Internacional y X Exhibición Industrial del Gas de la AVPG.
- XU, X., JINPING, L. y CAO, L. (2014). Optimization and Analysis of Mixed Refrigerant Composition for the PRICO Natural Gas Liquefaction Process. *Cryogenics*, 60-69.

