

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE UNA PLANTA DE GNL CON TECNOLOGÍA SIMILAR A LA APCI-C₃MR®

KEVIN SÁNCHEZ¹, ALESSANDRO TRIGILIO^{2,3} Y SABRINA DI SCIPIO²

¹Coordinación de Ingeniería Química.

²Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia.

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

³Laboratory for Chemical Technology. Ghent University, Technologiepark 125, 9052. Gante Bélgica.

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

RESUMEN

Este trabajo presenta el estudio de las variables principales de la simulación de una planta de Gas Natural Licuado (GNL) que utiliza una tecnología similar a la patentada por la empresa Air Products and Chemicals, Inc. (APCI) de propano pre enfriado y mezcla de refrigerantes (C₃MR®). Se consideró una planta con una capacidad de procesamiento de dos millones de toneladas por año (MTPA) de gas natural. Se simuló el ciclo empleando el programa comercial PRO II®, usando la ecuación de estado de Peng-Robinson como modelo termodinámico. Se utilizó la herramienta de diseño ASPEN Muse® para el estimado de algunos equipos principales de intercambio de calor. Las condiciones operacionales de la planta se establecieron a partir de la información obtenida en la revisión bibliográfica y de la aplicación del algoritmo basado en conocimiento, KBO (*Knowledge Based Decision Algorithm*). Se desarrollaron diferentes casos de estudio, determinando el efecto sobre la eficiencia del ciclo de la composición y temperatura del gas natural, temperatura ambiental y niveles de presión de operación. Se concluyó que la temperatura ambiental y el porcentaje de metano presente en el gas natural alimentado son los factores que tienen mayor influencia sobre el rendimiento termodinámico del proceso. Al incrementar el contenido de metano en el gas natural alimentado de 83 a 99,5 %, el flujo de propano requerido en el ciclo de pre-enfriamiento aumentó en un 14%, y en el ciclo de licuefacción, el flujo de mezcla de refrigerante y la potencia consumida se elevaron en un 26 y 32%, respectivamente.

Palabras clave: GNL, simulación, análisis de sensibilidad, propano, mezcla de refrigerantes.

SIMULATION AND SENSITIVITY ANALYSIS OF AN LNG PLANT USING A TECHNOLOGY SIMILAR TO APCI-C₃MR®

ABSTRACT

This work presents the study of the main variables of a Liquefied Natural Gas (LNG) plant simulation using a technology similar to the one patented by the company Air Products and Chemicals, Inc. (APCI) with pre-cooled propane and mixed refrigerant (C₃MR®). A processing capacity of two million tons per annum (MTPA) of natural gas was considered. The cycle was simulated employing the commercial program PRO II® and the Peng Robinson equation as the thermodynamic model was used. The size of the main heat exchangers was estimated using the design tool ASPEN Muse®. The operational conditions were established according previously published literature, and from the application of the Knowledge Based Algorithm (KBO). Different cases were studied, including the effect of the natural gas composition and temperature, the environment temperature and the pressure levels on the efficiency of the cycle. It was concluded that the environment temperature and the composition of methane in the feed of natural gas were the variables with more significant effect on the thermodynamic performance of the process. By increasing the content of methane in the natural gas feed from 83 to 99.5%, the flowrate of propane required in the pre-cooling cycle raised 14% and, in the liquefaction cycle, the flowrate of the mixed refrigerant and the power consumed increased 26 and 32%, respectively.

Keywords: LNG, simulation, sensitivity analysis, propane, mixed refrigerant.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad el petróleo es la fuente de energía más importante, tanto por su disponibilidad como por los beneficios económicos que produce. Factores tales como el crecimiento de la población y la exitosa entrada a la economía de mercado de países como China e India han producido un aumento significativo en la demanda mundial de energía, lo que ha obligado al entorno global a mantener ritmos de producción de crudo que con el paso del tiempo serán insostenibles, fundamentalmente debido al agotamiento progresivo de las reservas de crudos livianos y medianos. Sin embargo, estas tendencias pueden ir cambiando en las próximas décadas por el incremento en el uso de energías renovables (solar, eólica).

Venezuela, nación que ocupa actualmente la primera posición entre los países con mayor cantidad de reservas probadas de petróleo, en un orden de 302,8 (incluyendo condensados) millones de barriles, de los cuales aproximadamente un 60% corresponden a crudos pesados y extrapesados, se enfrenta al reto de lograr el máximo rendimiento de sus recursos energéticos con el objeto de atender un mercado en amplia expansión. Parte de ese reto lo constituye el desarrollo de infraestructura que permita la extracción y posterior procesamiento de dichos crudos, así como también el aprovechamiento de sus inmensas reservas probadas de gas natural, que ascienden a los 201,6 billones de pies cúbicos normales y sitúan a la nación en el octavo lugar a nivel mundial y primero en América Latina en la lista de países con potencial gasífero (Gaceta Oficial N° 41648, 2019).

El gas natural es un combustible que contiene aproximadamente 80% molar de metano, su uso como fuente alternativa de energía presenta diversas ventajas ambientales respecto a derivados del petróleo (Kidnay *et al.*, 2011): (i) la combustión de estos últimos produce entre 40 y 75% más CO₂; (ii) el gas natural contiene menos nitrógeno, por lo que, en promedio, su combustión genera un 80% menos óxidos de nitrógeno; (iii) la formación de partículas es menor cuando se quema gas natural.

El gas natural se transporta básicamente de tres formas: (i) por gasoductos, representando el 67% a nivel mundial (BP Statistical Review, 2019), pero limitado económicamente cuando las distancias entre la fuente y el mercado son demasiado grandes; (ii) como gas natural comprimido en embarcaciones donde se almacena a presiones entre los 2000-3000 psi y se pueden mover hasta 330 MMPCE (millones de pie cúbico estándar) a temperatura ambiente y (iii) como gas natural licuado, la más atractiva de todas cuando se debe entregar a largas

distancias. Esta última alternativa consiste en transportar el gas en estado líquido a presión atmosférica, temperaturas alrededor de los -161°C, reduciendo así su volumen en un factor de 600, siendo la forma de transporte que permite manejar mayores volúmenes y que además ha venido creciendo de forma importante en los últimos años.

El proceso requerido para la producción de GNL consiste en el enfriamiento del GN, producto del intercambio de calor con un refrigerante que ha sufrido una expansión en múltiples etapas, con la aplicación de diversos esquemas de turbo máquinas, válvulas y equipos de transferencia de calor. Una manera de llevar a cabo este proceso es mediante ciclos de refrigeración cerrados entre los cuales destaca la tecnología de pre enfriamiento con propano y mezcla de refrigerantes (C₃MR[®]) desarrollada por la compañía APCI (Figura 1).

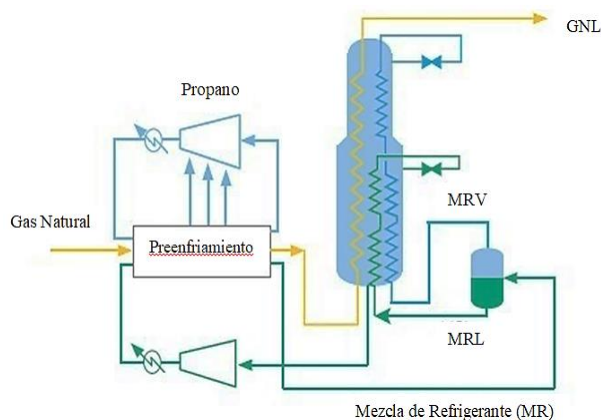


Figura 1. Diagrama simplificado de la tecnología C₃MR[®] patentada por APCI (Air Products, 2019)

El C₃MR[®] es el ciclo más utilizado en todo el mundo, desde su primera aplicación industrial en 1972, cuando inició operaciones la planta Brunei LNG, hasta la fecha, representando el 59% de la capacidad operacional a nivel mundial (esto incluye la variación SplitMR, con la que lograron incrementar la eficiencia de las turbinas (IGU World LNG Report, 2020).

La tecnología C₃MR[®] básicamente se compone de dos ciclos de refrigeración: uno de pre-enfriamiento que emplea propano puro y otro donde el gas es licuado y sub-enfriado usando una mezcla de refrigerantes compuesta por: nitrógeno, metano, etano y propano (Mokhatab *et al.*, 2014). El gas natural pasa por el ciclo de refrigeración multi etapas de propano, donde alcanza una temperatura promedio de -35 °C; posteriormente, el gas es conducido a través de un intercambiador de bobinas en espiral (*spiral wound*), donde es licuado y sub-enfriado por intercambio de calor con la mezcla refrigerante, que ha sido previamente condensada de

manera parcial por intercambio de calor con el propano del ciclo de pre-enfriamiento y dividida en dos corrientes, líquido y vapor, que son separadas para ser dirigidas a distintos sectores del equipo de licuefacción principal, previa expansión a través de válvulas Joule-Thomson (Gulf Oil&Gas, 2020). El corazón del proceso es el intercambiador de calor de bobinas en espiral, construido con tecnología licenciada, capaz de procesar cantidades de gas licuado superiores a 5 MTPA.

Para cuantificar el rendimiento de ciclos de refrigeración se puede usar la definición del coeficiente de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés), que relaciona el calor extraído por el ciclo al gas natural con el trabajo de compresión requerido para lograr el proceso, tal como se expresa en la ecuación (1).

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

En este estudio se desarrolló la simulación y el análisis de sensibilidad para un proceso de licuefacción de gas natural de mediana escala que utiliza propano pre enfriado y mezcla de refrigerantes, con capacidad de procesamiento de gas natural equivalente a 2 millones de toneladas por año (MTPA). Además se realizó un estimado preliminar de dimensionamiento de los compresores, así como de los intercambiadores de calor requeridos para el pre-enfriamiento en la planta de proceso.

MARCO METODOLÓGICO

Para todas las simulaciones se utilizó el simulador comercial de procesos PROII® 9.1, empleando el modelo termodinámico de Peng-Robinson y los cálculos de densidad de fase líquida fueron determinados con la ecuación de COSTALD (*Corresponding State Liquid Density*), especialmente diseñada para la industria del GNL, con una precisión de 98,8 % (SIMSCI, s/f). La composición de gas natural se basó en la reportada para el oriente de Venezuela (Fra, 2014) haciendo un balance de masa fue establecida una base de cálculo de 100 moles de gas, a partir de la cual fueron retiradas las cantidades de n-Hexano, compuestos C₆⁺ y Dióxido de Carbono presentes en la composición original (la misma no reportaba contenido de agua, compuesto que también suele estar presente), ya que en el acondicionamiento y pretratamiento del gas natural los mismos son removidos antes de licuarlo. La composición, flujo y condiciones de temperatura del gas natural pueden verse en las Tablas 1 y 2.

La base diseño se muestra en la Tabla 3 (donde η representa la eficiencia del compresor) y otras condiciones importantes fijadas para el proceso se

encuentran en la Tabla 4. La composición de refrigerante base utilizada fue tomada de la literatura (Mokhatab *et al.*, 2014) y se muestra en la Tabla 5. La Figura 2 muestra el diagrama del proceso simulado.

Tabla 1. Composición del natural

Componente	% molar
N ₂	0,111
C ₁	83,075
C ₂	8,85
C ₃	5,088
nC ₄	1,217
iC ₄	0,996
nC ₅	0,332
iC ₅	0,332

Tabla 2. Condiciones de la alimentación de gas natural

Parámetro	
T (°C)	30
P (barg)	40
F (kg/h)	63,42
F (MTPA)	2

Tabla 3. Bases de diseño

Parámetro	
MITA (°C)	≥ 3
T _{COND} (°C)	40
ΔP _{intercambiadores} (bar)	0
η _{adiabática} (%)	75
T _{sobre PtoRocio} (°C)	≥ 5

Tabla 4. Condiciones del proceso

Parámetro	
T _{GNL} (°C)	-155
T _{Pre-enfriamiento} (°C)	-36
P _{Alta-C3} (barg)	12,71
P _{Baja-C3} (barg)	0,15
P _{Alta-MR} (barg)	40
P _{Baja-MR} (barg)	2,12

Tabla 5. Composición base de la mezcla refrigerante (Mokhatab *et al.*, 2014)

Componente	%molar
N ₂	5
C ₁	44
C ₂	34
C ₃	17

Para la estimación de la composición de la mezcla de refrigerantes se utilizó el algoritmo KBO (*Knowledge*

Based Decision Algorithm) el cual toma en cuenta la contribución individual de cada componente sobre el efecto refrigerante en la mezcla, y se apoya en la variación del perfil de temperaturas en el intercambiador principal respecto al cambio en el flujo individual de los distintos componentes de la mezcla de refrigerante, empleando como parámetro de control el acercamiento mínimo de temperaturas, MITA (*Minimum Internal Temperature Approach*) (Rangaiah et al., 2013) existente entre las curvas de calentamiento y enfriamiento del refrigerante y gas natural, respectivamente, la cual por definición no necesariamente ocurre en los extremos de las curvas de calentamiento en procesos que involucran el intercambio de calor entre fluidos multicomponentes con cambio de fase. Los desarrolladores del método encontraron tendencias específicas de comportamiento en las diferencias de temperatura de un intercambiador de calor mientras analizaban un ciclo de mezcla simple de refrigerantes. Esto permitió identificar la influencia de los componentes de la mezcla en diferentes intervalos de temperatura a lo largo del intercambiador. A estas tendencias se les denomina "Gráficas de Distribución de Ganancia" y surgieron como consecuencia del análisis de la diferencia de temperaturas de las curvas de calentamiento del intercambiador respecto a la variación en el flujo individual de los componentes de la mezcla de refrigerantes.

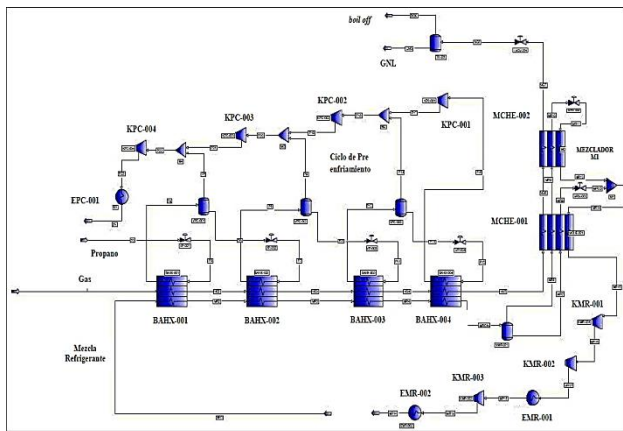


Figura 2. Diagrama simulado de ciclo de licuefacción con tecnología similar a la APCI-C₃MR®

El conocimiento de la influencia de cada componente de la mezcla a lo largo del intercambiador permite manipular a voluntad la diferencia de temperaturas en sectores específicos del intercambiador de calor, modificando el flujo de un componente particular de la mezcla refrigerante. Este comportamiento fue verificado en el desarrollo de la optimización de una configuración de ciclo de licuefacción con pre enfriamiento por Propano y mezcla de refrigerantes, permitiendo elaborar

el algoritmo mostrado en la Figura 3, que permite estimar u optimizar la composición y niveles de presión de un ciclo de refrigeración que trabaje con una mezcla zeotrópica de refrigerantes.

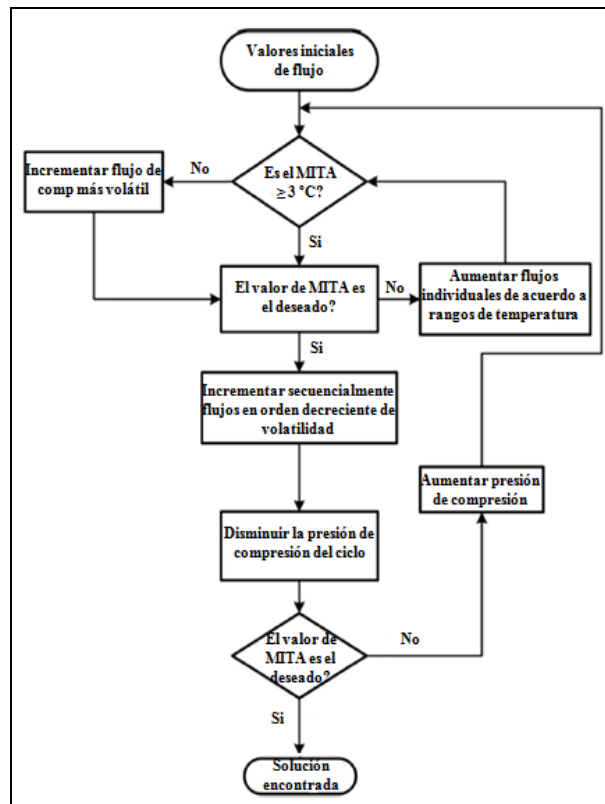


Figura 3. Algoritmo KBO (Rangaiah et al., 2013)

Las caídas de presión y pérdidas de calor en los intercambiadores fueron consideradas despreciables inicialmente, pero al dimensionar los equipos sí se tomó en cuenta la caída de presión. La temperatura del aire de enfriamiento empleado para la planta es de 30 °C. En todos los casos, las temperaturas de aproximación para los fluidos de proceso fueron de 10 °C.

Estimación de la composición de la mezcla de refrigerantes. Se aplicó el algoritmo KBO considerando que el MITA se ve afectado por cada uno de los componentes de la mezcla de refrigerante según los rangos presentados en la Tabla 6. Si el MITA era menor al mínimo establecido de 3°C, el flujo del componente más volátil de la mezcla se aumentaba gradualmente; si el MITA obtenido era mayor, los flujos individuales se incrementaban gradualmente según los rangos de temperatura establecidos, y así hasta que el valor del MITA fuese el deseado.

Tabla 6. Rangos de temperatura afectados por componente (°C)

Componente	Inferior	Superior
N ₂	-160	-75
C ₁	-120	-30
C ₂	-70	10
C ₃	-40	40

Efecto de la composición del gas. Se estudió el efecto de la composición del gas manteniendo los demás parámetros de proceso constantes, se sustituyó la composición del gas natural por una más rica en metano, cuya composición se puede ver en la Tabla 7. Se analizó el efecto del cambio de la composición en el rendimiento energético de la planta.

Tabla 7. Composición del gas rico en metano

Comp.	% molar	Comp.	% molar
N ₂	0,102	nC ₄	0,020
C ₁	99,512	iC ₄	0,041
C ₂	0,142	nC ₅	0,020
C ₃	0,142	iC ₅	0,020

Efecto de la temperatura de entrada del gas natural. Manteniendo constantes los parámetros del caso base, fue evaluado el efecto del cambio de la temperatura de entrada del gas natural sobre el rendimiento del ciclo en un intervalo de temperatura desde 20°C hasta 35°C. Los cambios presentados en el ciclo fueron corregidos ajustando las caídas de presión en las válvulas MRV-001/002 y ajustando los flujos de propano y de mezcla.

Efecto de la temperatura ambiental. Se realizó un análisis del efecto de la temperatura ambiental en el rendimiento del ciclo. El ciclo fue simulado para diferentes temperaturas ambientales, modificando la temperatura de salida en los enfriadores y los condensadores, del ciclo de licuefacción y el de propano, respectivamente.

Efecto de la variación de la presión de baja del ciclo. Se estudió la variación de la presión de expansión en las válvulas Joule-Thomson ubicadas en el intercambiador criogénico principal MCHE-001/002. La presión de baja se varió en un intervalo comprendido entre 0,72 y 3,52 barg, se estudió el cambio en niveles de 0,70 barg, tanto por arriba como por debajo del valor establecido en el caso base. Se registraron los valores de MITA y COP.

Dimensionamiento preliminar de equipos. La selección del tipo de compresor fue hecha con base en los órdenes de magnitud de las presiones y flujos reales de proceso. Para el caso de compresores centrífugos con múltiples etapas, la relación de compresión que puede usarse como estimado es 2,75 (GPSA, 2004) y se

recomienda mantener las temperaturas de descarga por debajo de los 120°C, sino el costo de los equipos se incrementa por requerir materiales especiales (Branan, 2002).

Para la estimación de los intercambiadores de pre enfriamiento BAHX-001/002/003/004, los cuales tienen como función acondicionar la temperatura del gas natural y la mezcla de refrigerantes, enfriándolas para que el intercambio de calor aguas abajo permita la licuefacción del gas natural, se usó como herramienta de dimensionamiento el módulo ASPEN MUSE® 7.1, especializado en el diseño de intercambiadores de tipo placa y aleta. Las caídas de presión permisibles especificadas fueron de 0,34 bar para los lados donde circula el gas natural y la mezcla refrigerante, y de 0,17 bar para el lado donde pasa el propano puro. La caída de presión en el lado propano fue establecida como la menor posible, dado que su evaporación requiere temperatura y presión constantes. Las dimensiones máximas para estos intercambiadores son: base cuadrada de 1,2 m de lado y longitud de 6 m (Rohsenow *et al.*, 1998); sin embargo, en la actualidad, la compañía alemana Linde reporta que puede construir intercambiadores de placa y aleta de aluminio de 8,2 m de largo, 1,5 de ancho y 3,4 m de altura (Linde, 2020).

RESULTADOS

Estimación de la composición de la mezcla de refrigerantes. Tras la aplicación del algoritmo KBO para determinar la composición de la mezcla, se obtuvieron valores de MITA de 3,92 y 3,11 °C, a partir de un caso base que presentó cruces de temperatura, y se modificó el nivel de la presión de alta del ciclo de mezcla hasta 39,8 barg. La composición final de la mezcla de refrigerante y las relaciones de flujo respecto al flujo de GN se muestran en las Tablas 8 y 9.

Tabla 8. Composición de mezcla de refrigerante después de aplicar algoritmo KBO

Componente	%molar
N ₂	9,2
C ₁	34,9
C ₂	44,7
C ₃	11,2

Tabla 9. Relación de flujos Refrigerante-Gas Natural y flujo para procesar 2 MTPA de gas natural

	Relación	Flujo (kmol/h)
Propano	1,69	19210,00
Mezcla Refrigerante	1,52	17328,86
Total	3,21	

Para el caso base, el ciclo de pre-enfriamiento del gas natural con propano, las curvas de enfriamiento y

calentamiento de cada compuesto, respectivamente, tuvieron un comportamiento aproximado al que se muestra en la Figura 4. Cada etapa del propano corresponde al intercambio que ocurre en cada uno de los intercambiadores BAHX del 001 al 004.

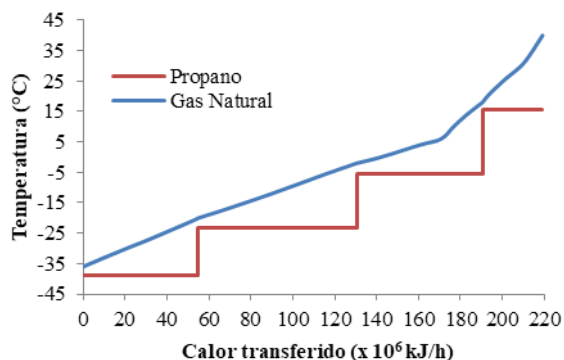


Figura 4. Perfiles de temperatura de las corrientes de gas natural y propano durante el pre-enfriamiento

En las Figuras 5a y 5b se presentan los perfiles de temperatura de la etapa de licuefacción para el caso base, intercambiadores MCHE-001 y 002, del gas natural y de la mezcla refrigerante.

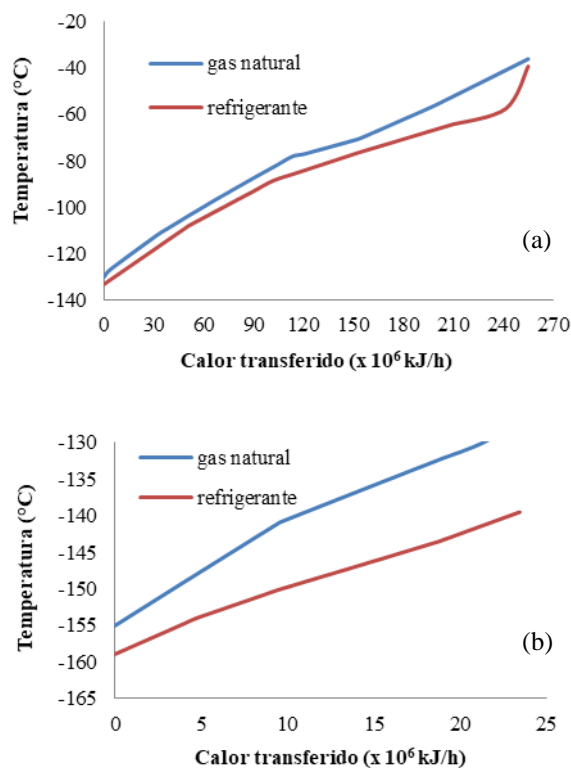


Figura 5. Perfiles de temperatura de las corrientes de gas natural y mezcla de refrigerante durante la licuefacción (a) MCHE-001 (b) MCHE-002

En las Figuras 4 y 5 puede apreciarse el pre-enfriamiento del gas natural con propano hasta -36°C , y dentro de la caja fría la mezcla de refrigerante refrigera hasta -133°C en la sección caliente y en la sección fría se logran -155°C .

Efecto de la composición del gas. Al simular el proceso con la composición rica en metano (99,51%) los efectos inmediatos observados fueron los siguientes: (i) Cruce de temperaturas en el extremo caliente del intercambiador criogénico principal MCHE-001; (ii) Condensación del líquido en la succión del compresor de propano KPC-001 como consecuencia del cambio en temperatura de $-23,68^{\circ}\text{C}$ en el caso base, a -38°C . El efecto del cambio de composición en el ciclo puede verse en la Tabla 10. Este resultado sugiere que la alternativa más adecuada para ajustar el ciclo ante un aumento de pureza en el gas recibido es modificar la composición del refrigerante para evitar aumentos en el consumo de potencia y requerimientos de flujo.

Tabla 10. Efecto del cambio en composición del gas sobre el rendimiento de la planta

Parámetro	Caso Base	Gas rico en metano
P_{BajaMR}	2,12	1,2
MITA	3,11	3,07
F_{C3} (kmol/h)	19210	21897
F_{MR} (kmol/h)	17329	21800
COP (% del CB)	-	-1,28

Efecto de la temperatura de entrada del gas natural. El cambio en esta temperatura afectó principalmente al ciclo de pre enfriamiento, por lo cual se modificaron los niveles de temperatura y flujos de propano, incidiendo en la energía total transferida, como se puede ver en la Tabla 11.

Tabla 11. Variación de los parámetros de proceso en función de la temperatura de entrada del gas natural

T (°C)	Flujo C ₃ (kmol/h)	COP/COP _{BASE}
20	18768	1,03
25	18989	1,00
30	19210	1,00
35	19430	1,00

Efecto de la temperatura ambiental. El ciclo se simuló considerando que los condensadores pueden lograr un enfriamiento de las corrientes de proceso a temperaturas 10°C por encima de la temperatura ambiental, de manera que la variación de esta afectó directamente la capacidad de enfriamiento de los condensadores, como a la presión máxima del ciclo de pre enfriamiento. A partir de la Figura 6 se puede ver que el descenso de la temperatura ambiental favorece al rendimiento del sistema. Ello se debe a que el requerimiento de potencia en los

compresores disminuye a temperaturas más bajas, lo que se explica en el descenso de la presión de condensación del propano y los cambios de entalpía asociados a los compresores de mezcla.

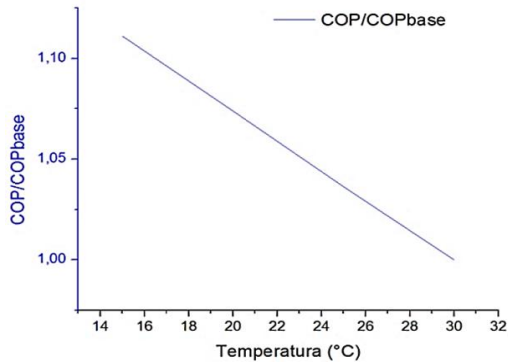


Figura 6. Variación del rendimiento (COP) del proceso en función de la temperatura ambiente

Efecto de la variación de la presión de baja del ciclo.

Se varió la presión de expansión en las válvulas Joule-Thomson ubicadas en el intercambiador criogénico principal, MCHE-001/002. Sería ideal lograr el menor nivel de expansión posible aumentando la presión de succión del compresor KMR-001 manteniendo la carga energética, lo que se traduciría en un menor requerimiento de potencia. Sin embargo, la expansión contribuye al enfriamiento de las corrientes que intercambian calor en el proceso de licuefacción y subenfriamiento del gas natural, por lo que debe existir un equilibrio entre estos parámetros, que suele establecerse por la eficiencia del proceso de intercambio de calor, monitoreando las curvas de calentamiento de los fluidos que circulan por el intercambiador criogénico principal. El caso base contempla la expansión de la mezcla refrigerante desde una presión inicial de 36,4 barg hasta 2,12 barg. En este escenario, la menor temperatura de aproximación (MITA) ocurre en el extremo más caliente del intercambiador MCHE-001, con un valor de 3,11 °C.

En la Figura 7 se muestra el efecto de la variación de la presión de baja del proceso. El aumento de la presión en la salida de las válvulas Joule-Thomson del intercambiador contribuye a mejorar el rendimiento termodinámico del ciclo. Esto debido a que produce variaciones en la capacidad calorífica de la mezcla de refrigerantes, tales que su curva de calentamiento se aproxima a la curva de enfriamiento del gas, además de disminuir los requerimientos de potencia, lo que aumenta el COP. Sin embargo, este aumento de presión está limitado termodinámicamente por la distancia entre las curvas de calentamiento y enfriamiento de los fluidos de proceso, que no pueden cruzarse debido a que se anula el efecto de transferencia de calor y además,

requieren una aproximación mínima tal que permita un tamaño de equipo razonable. En la Figura 5 puede observarse que si la presión en la salida de las válvulas alcanza los 3,52 barg, se tiene un cruce de temperaturas en el intercambiador, por lo cual el MITA es negativo.

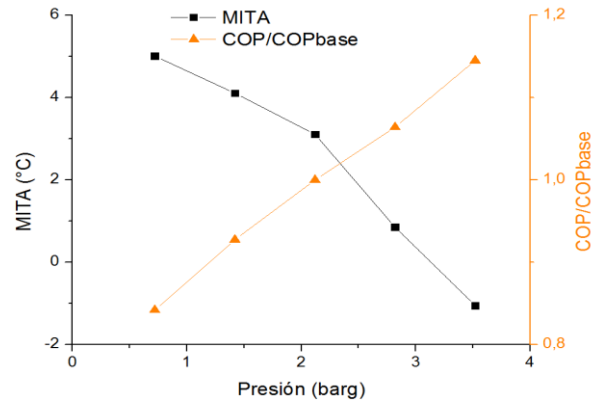


Figura 7. Variación del MITA y el COP del ciclo en función de la presión de baja

Estimado preliminar de equipos. Se hizo una vez establecido el caso base de simulación y realizado el estudio de casos que permite determinar la variación del rendimiento termodinámico de la planta ante diferentes cambios en las condiciones de proceso.

Inicialmente se tenía al proceso de compresión de propano del ciclo de enfriamiento como un proceso de una sola etapa. Las primeras condiciones establecían una temperatura de descarga superior a 147°C, con un requerimiento de potencia de 37,8 MW y una relación de compresión igual a 12. La presión de 12,70 barg corresponde a la saturación del vapor de propano a la temperatura de enfriamiento mínima que puede alcanzarse, de acuerdo con las premisas de simulación (40°C). Para garantizar la condensación total aguas abajo del compresor, se decidió aumentar la presión a 14,37 barg, de manera que la temperatura de saturación del vapor resultase igual a 45 °C. Lo anterior permitió condensar totalmente el propano, manteniendo las temperaturas de aproximación. De manera que la relación de compresión de diseño resultó:

$$r_{\text{comp}} = \frac{(14,37 \text{ barg} + 1,01 \text{ bara})}{(0,15 \text{ barg} + 1,01 \text{ bara})} = 13 \quad (2)$$

Con base en el flujo, los niveles de presión a manejar y la alta relación de compresión, fue seleccionado un compresor multi etapas del tipo centrífugo. Para la etapa de pre enfriamiento el número de etapas en los compresores fue establecido en 4, valor recomendado para climas cálidos (Mortazavi, 2012). Conocida la presión de succión de la primera etapa, puede estimarse

la presión de descarga de las demás, hallando la relación para cada etapa con la ecuación 3, alcanzando los resultados mostrados en la Tabla 12. Además de estas nuevas etapas, fueron colocados separadores flash interetapas, lo que permite proveer enfriamiento de la misma corriente de Propano, eliminando la necesidad de instalar enfriadores adicionales, economizando potencia y costos.

$$r_{etapa} = (r_{comp})^{\frac{1}{n}} = (13)^{\frac{1}{4}} = 1,90 \quad (3)$$

Tabla 12. Niveles de compresión en el ciclo de pre enfriamiento con Propano

Etapa	P _{descarga} (barg)	T _{descarga} (°C)	Potencia (MW)
KPC-001	1,20	3,69	1,50
KPC-002	3,21	17,61	4,30
KPC-003	7,05	41,68	7,80
KPC-004	14,37	70,54	11,70
Potencia total (MW)			25,25

En el caso del ciclo de licuefacción, las condiciones hicieron adecuada la selección de un compresor centrífugo, y se determinó la relación de compresión siguiente:

$$r_{comp} = \frac{(P_{abs\ descarga})}{(P_{abs\ succión})} = \frac{(36,4\ barg + 1,01\ bara)}{(2,12\ barg + 1,01\ bara)} = 12 \quad (4)$$

La relación de compresión resultó muy alta y se observó una temperatura de descarga de 133 °C, más alta de lo permitido, por lo que fue necesaria la elección de un compresor multi etapas con inter enfriamiento. Se encontró que el número de etapas mínimo de compresión para cumplir con el rango requerido fue de tres. Finalmente la relación de compresión por etapa resultó 2,29. Este primer arreglo requirió una potencia total 37,33 MW con temperaturas de 75 y 103 °C en la segunda y tercera etapa, así que para disminuir estas últimas y reducir la carga del condensador EMR-001, aguas abajo, se colocó un enfriador en la descarga de la segunda etapa, obteniendo el perfil de temperaturas mostrado en la Tabla 13, con lo que se ahorró un 12% en la potencia requerida.

Para el condensador de Propano EPC-001 A/B/C/D se hizo un primer estimado del equipo suponiendo una unidad manejando un flujo de 847049,1 kg/h. Esto arrojó como resultado un equipo de dimensiones poco razonables y gran caída de presión. De manera que se dividió el flujo hasta obtener un estimado con dimensiones adecuadas, lo que permitió llegar a un número de cuatro unidades operando en paralelo. El caso de diseño corresponde a las condiciones del caso

base empleadas para el estimado de los compresores. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 14.

Tabla 13. Datos de proceso de compresión de mezcla refrigerante con enfriamiento interetapas

Etapa	P _{descarga} (barg)	T _{descarga} (°C)	Potencia (MW)
KMR-001	6,16	15,19	10,79
KMR-002	15,40	75,26	13,04
KMR-003	36,4	103,03	13,50
Potencia total (MW)			37,33

Tabla 14. Dimensionamiento del condensador de Propano EPC-001

Condensador de Propano EPC-001 A/B/C/D	Propano		Aire	
	Flujo (kg/s)	58,83		2034,64
Temperatura (°C)	Ent	Sal	Ent	Sal
	70,54	40,05	30,00	40,36
Poperación (barg)	14,37			
Qintercambiado (MW)	21,57			
Dimensiones LxA (m)	11 x 59			
Tiro	Inducido			
N° bahías	10			
Haces de tubo/bahía	2			
Longitud de tubos (m)	10			
N° tubos/haz	230			
Filas de tubos/haz	5			
Ancho de bahía (m)	6			
N° pasos	5			
Tipo de aletas	Tipo G-Aluminio			
# Aletas/m	433			
Ventiladores/bahía	2			
Diám _{ventilador} (m)	3,66			
Pot _{ventilador} (kW)	23,03			
Efi _{ventilador} (%)	95			
Caída de presión (bar)	Permitida		Calculada	
	0,34		0,23	

El Enfriador de Mezcla Refrigerante EMR-001 fue dimensionado para enfriar el gas en la salida de la segunda etapa de compresión del ciclo de mezcla refrigerante y el EMR-002 para enfriar la tercera etapa. En la Tabla 15 se presentan los valores obtenidos y en la Figura 8 se esquematizan las dimensiones principales de un enfriador por aire según la norma API 661.

Para los intercambiadores de calor de la etapa de pre enfriamiento, como datos de entrada para la simulación, se suministraron las composiciones de los fluidos y la

información de proceso (flujo, presiones, temperaturas y calor transferido) del caso base, en el modo de diseño PFIN, suponiendo en cada caso que se diseñaba un solo equipo. Esto arrojó como resultado diseños con geometrías de dimensiones superiores a las máximas establecidas en la bibliografía, por lo que el diseño fue elaborado separando cada intercambiador en 3 equipos en serie, que a su vez operaban con un arreglo de bloques en paralelo. La división de equipos en serie fue realizada de manera que cada elemento del equipo transfiriera exactamente 1/3 de la cantidad de calor, mientras que la cantidad de bloques en paralelo fue determinada mediante la simulación de cada equipo para flujos 1/2, 1/4, 1/6 y 1/8 de los totales de operación, verificando que la geometría y caídas de presión estuviesen en los límites establecidos. Los resultados se resumen en la Tabla 16.

Tabla 15. Dimensionamiento del enfriador de Mezcla Refrigerante (MR) EMR-001 y EMR-002

	EMR-001				EMR-002			
	MR		Aire		MR		Aire	
Flujo (kg/s)	128		1084		128		930,6	
Temperatura (°C)	Ent	Sal	Ent	Sal	Ent	Sal	Ent	Sal
	75	40	30	38	103	40	30	49
Poperación (barg)	15,40				36,4			
Qintercambiado (MW)	8,94				17,73			
Dimensiones LxA (m)	11 x 24				10 x 32			
Tiro	Inducido				Inducido			
Nº bahías	4				7			
Haces de tubo/bahía	2				2			
Longitud de tubos (m)	10				9			
Nº tubos/haz	188				170			
Filas de tubos/haz	4				5			
Ancho de bahía (m)	6				4,38			
Nºpasos	1				2			
Tipo de aletas	Tipo G-Aluminio				Tipo G-Aluminio			
# Aletas/m	433				433			
Ventiladores/bahía	2				2			
Diám.ventilador (m)	3,7				3			
Pot.ventilador (kW)	38,3				14,5			
Efic.ventilador (%)	95				95			
ΔP (bar)	Permitida	Calculada	Permitida	Calculada	Permitida	Calculada	Permitida	Calculada
	0,34	0,17	0,34	0,20				

Las dimensiones reportadas en la Tabla 16 son por bloques individuales, los mismos requieren ser

ensamblados en conjuntos de tres unidades. Por ejemplo, para el BAHX-001, cada unidad tendría 8 bloques ensamblados en paralelo, dispuestos en 2 pisos. Así, se tendrían 3 unidades con forma de prisma rectangular, con base de 1,80 m de largo por 1,40 m de ancho y 2,40 m de altura. Un esquema del equipo se indica en la Figura 9.

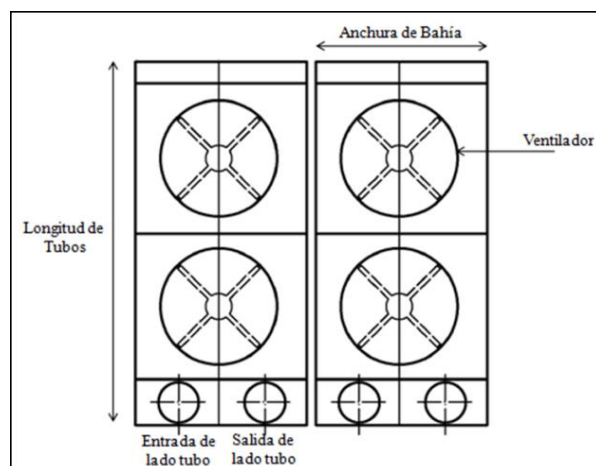


Figura 8. Vista superior de un enfriador por aire de 2 bahías (API Standard 661)

Tabla 16. Dimensionamiento de intercambiadores de calor para pre enfriamiento del GN

Equipo	BAXH-001	BAXH-002	BAXH-003	BAXH-004
Longitud (m)	1,18	0,87	0,81	1,02
Ancho (m)	0,90	0,90	0,89	0,89
Altura placas (m)	0,70	0,80	0,85	0,72
Orientación	Vertical	Vertical	Vertical	Vertical
Á transferencia (m²)	335,30	142,40	213,20	390,40
Qtransferido (kW)	333	700	875	636,2
Nº capas	92	100	106	90
ΔP Gas (bar)	0,25	0,33	0,33	0,33
ΔP Refrigerante (bar)	0,28	0,32	0,34	0,33
ΔP Propano (bar)	0,16	0,16	0,17	0,10
T aprox. Propano (°C)	15,5	-5,5	-23,5	-39,0
Total de Bloques	24	24	24	24

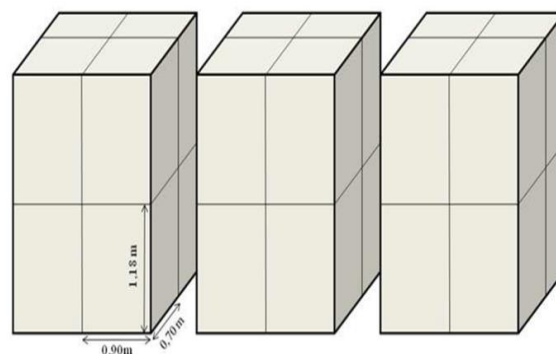


Figura 9. Arreglo de bloques para Intercambiador de pre enfriamiento BAHX-001

CONCLUSIONES

La aplicación del algoritmo KBO permitió estimar la composición de la mezcla refrigerante en un proceso de licuefacción de gas natural con una tecnología similar a la C₃-MR®.

Se determinó que la pureza del gas natural tiene un marcado efecto en la planta y la mejor alternativa para combatirlo es la modificación de la composición de la mezcla de refrigerante.

Para el ciclo estudiado en condiciones ideales, el rendimiento termodinámico de la planta no depende de la temperatura de entrada del gas natural, ya que el COP se mantiene casi constante en el intervalo de temperaturas estudiado. Mientras que, bajo las condiciones estudiadas, el COP se ve favorecido a medida que desciende la temperatura ambiental.

Para plantas con tecnología de pre enfriamiento con Propano y mezcla de refrigerantes, la presión baja del ciclo de licuefacción limita termodinámicamente la transferencia de calor entre los fluidos en el intercambiador principal. El incremento de la presión de alta del ciclo favorece el COP, pero está limitado por la transferencia de calor en el intercambiador principal.

REFERENCIAS

- AIR PRODUCTS (2013). Large LNG plant capabilities for capacity > 2 MTPA. Recuperado de www.airproducts.com. Consultado en noviembre de 2019.
- API STANDARD 661 (2002). *Air Cooled Heat Exchangers for Refinery Service*.
- BRANAN, C. R. (2002). *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. Houston, TX: Gulf Professional Publishing, Elsevier.
- BRITISH PETROLEUM, BP (2019). Statistical Review of World Energy, 2005-2019. Recuperado de www.bp.com. Consultado en diciembre de 2019.
- FRA, A. (2014). *Análisis del desempeño de los trenes A y B de la planta de extracción San Joaquín, asociado a la composición del gas de la alimentación*. (Trabajo Especial de Grado), Universidad Simón Bolívar, Sartenejas-Venezuela.
- GACETA OFICIAL DE LA REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA, N° 41648. Publicada el 5 de junio de 2019.
- GPSA (2004). *Engineering Data Book*. Sección 13. 12da Edición Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association.

GULF OIL & GAS. Mixed Refrigerant LNG Process (C₃MR). Process Technology Licensing. Recuperado de www.gulfoilandgas.com. Consultado en septiembre de 2020.

INTERNATIONAL GAS UNION, IGU (2020). World LNG Report. Recuperado de www.igu.org. Consultado en abril de 2020.

KIDNAY, A. J., PARRISH, W. R. Y MCCARTNEY, D. G. (2011). *Fundamentals of Natural Gas Processing*, Boca Raton, FL: CRC Press.

LINDE ENGINEERING. Aluminum plate-fin heat exchangers. Recuperado de www.linde-engineering.com. Consultado en agosto de 2020.

MOKHATAB, S., MAK, J. Y., VALAPPIL, J. V. Y WOOD, D. A. (2014). *Handbook of Liquefied Natural Gas*. Oxford: Gulf Professional Publishing, Elsevier.

MORTAZAVI, A. H. (2012). Adaptive Gradient Assisted Robust Optimization with Applications to LNG Plant Enhancement. (Tesis Doctoral) Universidad de Maryland, College Park-Estados Unidos.

RANGAIAH, G., KHAN, M., LEE, S. Y LEE, M. (2013). Knowledge Based Decision Making Method for the Selection of Mixed Refrigerant Systems for Energy Efficient LNG Processes. *Applied Energy* N° 111, pp. 1018-1031, Elsevier.

ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P. Y. CHO, Y.I. (1998). *Handbook of Heat Transfer*. 3era Edición. New York: McGraw-Hill.

SIMSCI. *Generalized Correlation Methods*. Pro II® Reference Manual, Chapter III, Volume 1.

