

## Simulation and sensitivity analysis of a natural gas liquefaction cycle

**Sabrina Di Scipio<sup>1\*</sup>, Arturo Rodríguez<sup>2</sup>, Alejandra Salazar<sup>2</sup>,  
Alessandro Trigilio<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia.

<sup>2</sup>Coordinación de Ingeniería Química.

Universidad Simón Bolívar. Baruta, Edo. Miranda. AP. 89000. Teléf. 0212 9063754

\*sdiscipio@usb.ve

### Abstract

A sensitivity analysis of a Natural Gas (NG) Liquefaction Cycle with mixed refrigerant was done varying the operational conditions. It was used PROII/8.1® to simulate the process and in each case study the variation of the coefficient of performance (COP) and the refrigerant flow rate required for the total gas liquefaction was analyzed. The use of different pressure levels and the best intermediate pressure for the cycle were evaluated. The composition of the mixed refrigerant was varied in order to reduce the flow required for the liquefaction. The refrigerant flow rate was proportional to the inlet NG temperature. The most favorable intermediate pressure for the cycle was obtained from the geometric mean of the low and high pressure. The increment of propane in the studied mixed refrigerant improved the cycle performance coefficient. The feasibility to apply this technology of liquefaction in Venezuelan fields with different gas compositions was determined.

**Keywords:** liquefaction, liquefied natural gas, refrigeration cycle, mixed refrigerant.

## Simulación y análisis de sensibilidad de un ciclo de licuefacción de gas natural

### Resumen

Se realizó un análisis de sensibilidad de un ciclo de licuefacción de Gas Natural (GN) con mezcla de refrigerantes variando las condiciones de operación. Se utilizó PRO II/8.1® para la simulación del proceso y en cada caso de estudio se analizó la variación en el coeficiente de rendimiento del ciclo (COP) y el flujo de refrigerante requerido para la total licuefacción del gas. Se evaluó el uso de diferentes niveles de presión y la presión intermedia más adecuada para el ciclo. Se varió la composición de la mezcla de refrigerantes, con el objetivo de reducir la cantidad de flujo necesario para la licuefacción. El flujo de refrigerante resultó proporcional a la temperatura de entrada de GN. La presión intermedia más favorable para el ciclo se obtuvo calculando el promedio geométrico de las presiones de baja y de alta. El incremento de propano en la mezcla de refrigerante estudiada mejoró el coeficiente de rendimiento del ciclo. Se determinó la factibilidad de la aplicación de esta tecnología de licuefacción en campos venezolanos con diferentes composiciones de gas.

**Palabras clave:** licuefacción, gas natural licuado, ciclo de refrigeración, mezcla de refrigerantes.

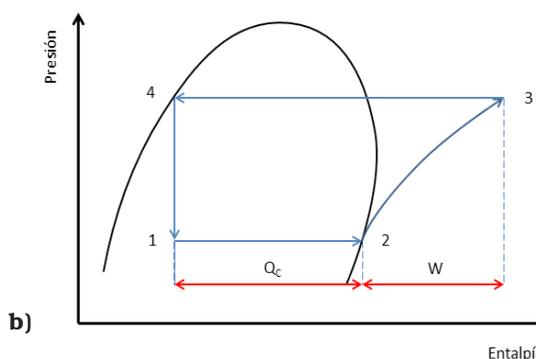
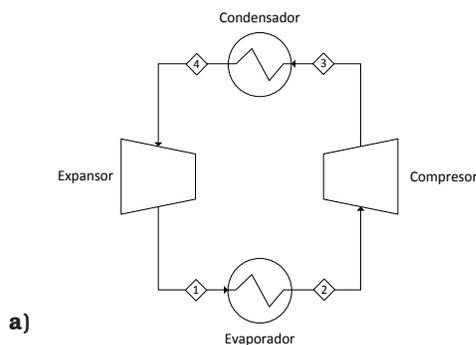
### Introducción

El Gas Natural (GN) es una fuente de energía no renovable compuesto principalmente por hidrocarburos livianos, donde el contenido de metano oscila entre 85 y 95% y el resto de los componentes van desde etano hasta heptano, dependiendo del yacimiento. El GN ha ido ganando terreno como fuente de energía en mercados como Europa, Asia y Norteamérica. En general, cuando se requiere comercializar grandes volúmenes de gas, a través de distancias considerables (> 3000 km), el uso de gasoductos puede ser muy costoso y en ese caso es recomendable inclinarse por otras alternativas, como por ejemplo el Gas Natural Licuado (GNL).

La condensación del GN ocurre a presión atmosférica cerca de los -164°C y suele ser rentable la licuefacción porque se reduce en más de 600 veces el volumen del GN. Para ello es necesario utilizar ciclos de refrigeración (Figura 1a) y el desempeño de los mismos se mide con el coeficiente de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés), calculado mediante la Ec. (1), que expresa la relación de calor extraído en el evaporador (Qc) entre el trabajo requerido (W). A mayor COP, más eficiente será el ciclo de refrigeración. En el caso ideal, presentado en la Ec. (2), la ecuación del COP se puede escribir como la temperatura de evaporación (T<sub>EVAP</sub>) dividida por la diferencia entre la temperatura de condensación (T<sub>COND</sub>) y la temperatura de evaporación [1].

$$COP_{ref} = \frac{Q_c}{W} \tag{1}$$

$$COP_{ref} = \frac{Q_c}{W} = \frac{T_{EVAP}}{T_{COND} - T_{EVAP}} \tag{2}$$



En la Figura 1b se observa una representación gráfica de los parámetros vinculados con el COP. Del punto 1 al 2 el refrigerante pasa de mezcla líquido-vapor a su punto de rocío. El calor absorbido por el refrigerante en esta etapa es el que se retira del fluido que circula por el intercambiador (numerador de Ec. (1)); entre el punto 2 y 3 se vuelve vapor sobrecalentado al comprimirse (denominador de la Ec. (1)). Trabajar en un rango pertinente de presiones mejora el desempeño del ciclo de acuerdo con la curva de saturación del refrigerante.

Con la finalidad de reducir el trabajo necesario, el refrigerante debe tener una temperatura de evaporación lo más alta posible; o acercarlo más que se pueda, las curvas de calentamiento y enfriamiento del refrigerante y del gas natural, respectivamente, evitando que dichas curvas se crucen (*pinch points*). Para ello, se pueden emplear dos estrategias: 1) utilizar varias etapas de refrigeración con refrigerantes puros que operen a distintos rangos de temperatura, o 2) usar una mezcla de refrigerantes cuyo comportamiento se asemeje al del GN (Figura 2).

Una de las tecnologías desarrolladas para la licuefacción del GN es el proceso PRICO® (*Poly Refrigerant Integrated Cycle Operation*), que fue utilizado por primera vez en los años setenta, en Skikda, Argelia. El mismo ofrece una alternativa de bajos costos de inversión para plantas de licuefacción pequeñas [2]. Usa como refrigerante una mezcla de hidrocarburos livianos (metano hasta pentano, y nitrógeno) y los procesos de pre-enfriamiento, licuefacción y sub-enfriamiento se realizan en un solo intercambiador de calor (LNG-HX), simplificando enormemente los requerimientos de equipos en comparación a otros pro-

Figura 1. (a) Ciclo de Refrigeración Simple. (b) Desempeño de un Ciclo Simple de Refrigeración [1].

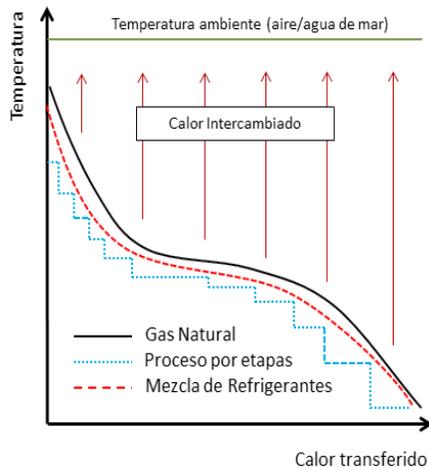


Figura 2. Curva de calor transferido del GN con distintas estrategias de licuefacción [4].

cesos, como la Cascada Optimizada de Phillips® (PCOP) y la tecnología de Refrigerante Mixto de Propano Pre-enfriado de APCI (MCR™) [3]. En la Figura 3 se presenta un diagrama de la tecnología PRICO® donde el GN fluye por la corriente 1 y sale como GNL del LNG-HX en la corriente 2. Posteriormente, se expande desde 40 bar aproximadamente hasta presión atmosférica, usando turbo-expansores y válvulas (esto último no se representa en la Figura 3 porque no fue considerado en el presente estudio).

Las variables de operación más importantes son la presión de salida de los compresores (corrientes 7 y 9), la temperatura de entrada del gas al LNG-HX (corriente 1) y la composición de la mezcla de refrigerantes (corriente 3). El objetivo general del estudio fue analizar el efecto de dichas variables sobre el COP y el flujo de refrigerante requerido, simulando un proceso de licuefacción de GN en un ciclo simple con mezcla de refrige-

rantes, similar al PRICO®, haciendo un análisis de sensibilidad del proceso ante cambios de las variables de operación. Además, se evaluó la posibilidad de aplicar este proceso a diferentes campos de gas venezolanos, debido al potencial que presenta el país como productor de GNL.

## Metodología

Inicialmente, se realizó un estudio de los grados de libertad. Luego se estableció un caso base con los datos usados en investigaciones previas de GNL [5], [6] (ver Tablas 1 y 2). La operación de la planta de GNL (Figura 3) se simuló en el programa PROII/8.1® usando como modelo termodinámico la ecuación de estado Peng-Robinson para calcular entalpías, entropías y equilibrio líquido-vapor, ya que esta ha sido validada para procesos de licuefacción en trabajos anteriores [7]. Se seleccionó el método API (*American Petroleum Institute*) para cálculos de las densidades de líquidos, basado en una densidad de líquido estándar (60 °F), determinada con un promedio de las masas de los componentes de la mezcla [8].

Como ya se mencionó, las plantas que utilizan tecnologías de mezcla de refrigerantes son de pequeña o mediana escala, por lo que se decidió utilizar un flujo de 2 MTPA (Millones de Toneladas por Año) equivalente a 63,4 kg/s para la corriente 1 de la Figura 3. Con el simulador se halló un flujo de refrigerante base mediante un cálculo iterativo, donde se especificó el calor intercambiado para llevar el GN hasta la temperatura a la cual se quería el GNL y se varió el flujo de refrigerante hasta que el ciclo de refrigeración convergiera, cumpliendo con la especificación y las condiciones mostradas en las Tablas 1 y 2. El balance de energía para el LNG-HX, según la nomenclatura

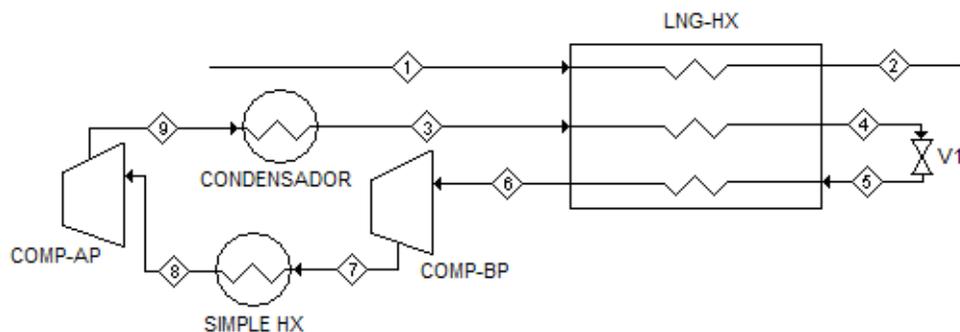


Figura 3. Tecnología PRICO® para licuefacción de GN.

Tabla 1  
Condiciones de corrientes en el caso base (\* la composición se normaliza) [5, 6]

Componente	% molar Refrigerante*	% molar GN
Nitrógeno	10,00	1,03
Metano	30,00	89,46
Etano	28,00	5,74
Propano	11,00	2,77
Butano	15,00	0,83
Pentano	0,00	0,17
Flujo	14,3 MTPA (450 kg/s)	2 MTPA (63 kg/s)
Temperatura	300 K	300 K
Presión	30 bar	40 bar

Tabla 2  
Condiciones base de las operaciones unitarias en el proceso de licuefacción [5, 6]

LNG- HX			COMP-BP		COMP-AP		Simple HX		Condensador		V-1
T <sub>2</sub> (K)	T <sub>4</sub> (K)	T <sub>6</sub> (K)	P <sub>7</sub> (bar)	Efic Politrop	P <sub>9</sub> (bar)	Efic Politrop	ΔP	Tsalida (K)	T <sub>3</sub> (K)	ΔP	P <sub>5</sub> (bar)
120,2	118,2	290,2	10	80%	30	80%	0	Trocío+5	300	0	5

de la Figura 3 se presenta en la Ec. (3) y al considerar la válvula como isentálpica, se obtiene la Ec. (4).

$$m_{GN}(h_1 - h_2) + m_{ref}(h_3 - h_4) = m_{ref}(h_6 - h_5) \quad (3)$$

$$m_{ref} = m_{GN}(h_1 - h_2) / (h_6 - h_3) \quad (4)$$

La temperatura del GNL en la salida del LNG-HX (corriente 2) se estableció en -153°C y la presión igual a 40 bar, permitiendo que el GN salga como líquido comprimido. Luego, el GNL se expande hasta 1 bar aproximadamente y se alcanza una temperatura de -164°C, obteniendo una mezcla líquido-vapor (esto último no fue considerado en el estudio). El ΔT<sub>min</sub> entre las corrientes 2 y 4, salida del LNG-HX, se ajustó a 2 K para minimizar el gasto de energía del compresor [5]. Esta diferencia también se conoce como MITA (*Minimal Internal Temperature Approach*) y mientras menor sea su valor, mayor será el área requerida en el intercambiador, pero menor será la potencia de los compresores.

Se fijaron como límites de presión del ciclo 5 bar en la salida de la válvula, 10 bar en la

descarga del compresor de baja (COMP-BP) y 30 bar como descarga del compresor de alta presión (COMP-AP). Se despreció la caída de presión dentro de los intercambiadores de calor. Se tomaron eficiencias politrópicas de los compresores iguales a 80%, según lo reportado en la literatura [5], ya que estas ofrecen una buena representación termodinámica para procesos de compresión en gases y dependen únicamente de las características del compresor utilizado y el número de etapas [9].

Para evitar la presencia de líquido en los compresores, se fijaron 5 K como mínimo, por encima de la temperatura de rocío en todas las corrientes de entrada a esos equipos, lo cual es reportado por otros autores [5]. Se fijó 300 K como temperatura de salida del condensador (corriente 3), porque este valor puede ser alcanzado con corrientes de servicio tradicionales (agua u otros refrigerantes como el propano). Haciendo un proceso iterativo se encontró que la temperatura más adecuada de salida del LNG-HX luego de la expansión para la mezcla de refrigerantes (corriente 6) es 290,2 K, porque a menores temperaturas el flujo de refrigerante aumenta considerablemente. Al disminuir el ΔT en el LNG-HX, el calor intercambiado también lo es, y para satisfacer el ba-

lance de energía (Ec. (3)) el flujo de refrigerante debe aumentar.

Se modificaron las variables de operación del caso base y se plantearon diferentes casos, donde se analizó el gráfico correspondiente a la envolvente de fase del GN y refrigerante, las curvas de variación del calor en función de la temperatura en el LNG-HX (T vs. Q), el COP (define el desempeño del ciclo) y el flujo de refrigerante requerido (influye directamente sobre el dimensionamiento de los equipos). A continuación se explican los casos de estudios contemplados:

### Temperatura de entrada del GN

Se tomaron temperaturas desde 15 hasta 45°C (288,15 a 320,15 K) para la corriente 1 de la Figura 3.

### Temperatura de salida del condensador

Se compararon distintas temperaturas de entrada de la mezcla de refrigerante al LNG-HX (corriente 3, Figura 3), de 15 a 30°C, analizando el trabajo de los compresores y el calor del condensador. Como el agua no puede utilizarse a temperaturas menores a 30°C, se halló el flujo de propano requerido en el condensador para enfriar el refrigerante. En este y el caso anterior, se verificó siempre que no se presentaran puntos de cruce de temperatura.

### Presión de salida de los compresores

Se varió la presión alta del ciclo (Corriente 9, Figura 3) tomando en cuenta la relación óptima entre las presiones de salida de los compresores; esto garantiza además igual trabajo en ambos compresores si los equipos tienen la misma eficiencia y el mínimo trabajo total requerido. La presión intermedia se calculó con la Ec. (5) [9],

donde  $P_i$ ,  $P_b$  y  $P_a$ , son las presiones intermedia, baja y alta del ciclo, respectivamente. La presión alta se varió en intervalos de 5 bar, desde 20 a 35 bar, evaluando la influencia sobre el trabajo en cada compresor.

$$P_i^{opt} = \sqrt{P_a * P_b} \quad (5)$$

### Presión intermedia del ciclo

Dejando la presión alta del ciclo fija, se analizó la variación de los parámetros del ciclo cuando la presión de salida del COMP-BP cambia. Se tomaron valores de 10 a 25 bar.

### Composición de refrigerante

En el caso base (Tabla 1), el refrigerante posee una composición no normalizada, donde queda un 6% sin fijar a ningún compuesto. Se asignó este porcentaje a los diferentes compuestos de la mezcla por separado, estudiando cómo influye cada uno en el proceso.

### Composiciones de gas natural venezolano

Se utilizaron composiciones de 3 campos venezolanos en Oriente (Tabla 3), de fuente confidencial, aplicando la relación de presión mostrada en la Ec. (5) y usando las demás condiciones del caso base. Se fijó la temperatura de salida del gas natural en -153°C con fines comparativos.

## Resultados

Tal y como se mostró en la Tabla 1, para el caso base el flujo de refrigerante determinado fue 14,3 MTPA (450 kg/s); el COP calculado para ese ciclo dio como resultado 0,66. En la Figura 4a, se muestra la envolvente de fase para el caso base y el rango en el cual se está trabajando según las

Tabla 3  
Composiciones de GN de diferentes campos venezolanos

Componente	%molar												
	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	iC <sub>4</sub>	nC <sub>4</sub>	iC <sub>5</sub>	nC <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>	C <sub>7</sub>	C <sub>8</sub>	C <sub>9</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
Campo A	97,97	0,14	0,14	0,04	0,02	0,02	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,56	1,09
Campo B	81,97	0,86	1,08	0,41	0,90	0,46	0,42	9,96	0,37	0,09	0,04	3,28	0,16
Campo C	97,61	1,40	0,46	0,10	0,08	0,04	0,01	0,07	0,08	0,00	0,00	0,08	0,07

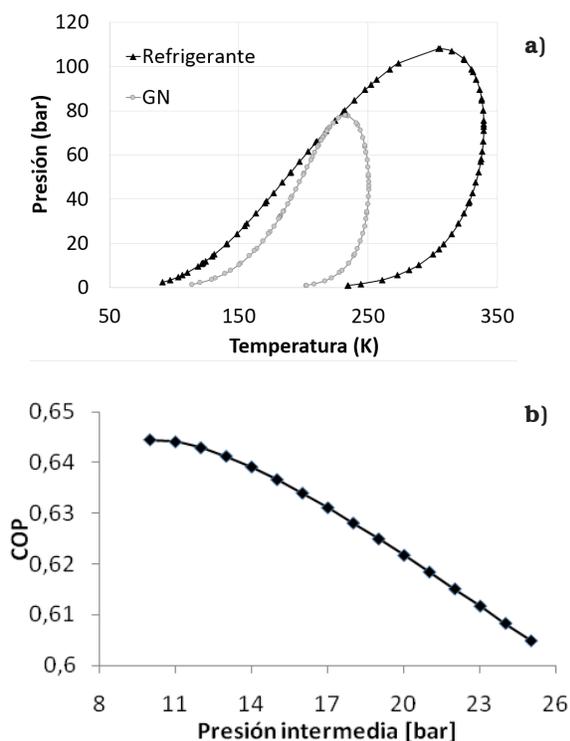


Figura 4. (a) Envoltante de fase del gas natural y la mezcla de refrigerante; (b) Variación del COP en función de la presión intermedia del ciclo.

condiciones de operación del ciclo (rectángulo gris). A continuación se presentan los resultados de los distintos casos de estudio.

### Temperatura de entrada del GN

Al variar la temperatura de entrada del GN al LNG-HX el flujo de refrigerante requerido fue directamente proporcional, aumentando cerca de 1.5% por cada 5°C de incremento (Tabla 4) y el COP es aproximadamente 0,66 para todos los casos estudiados. Esto se debe a la linealidad del balance de energía en el LNG-HX (Ec. (4)), consecuencia de un Cp casi constante de los compuestos presentes en el GN y el refrigerante. Se buscó

una temperatura apropiada para el GN en Venezuela, de forma que no se necesite un precalentamiento o enfriamiento. En países nórdicos donde la temperatura ambiente está por debajo de los 15°C buena parte del año, es posible introducir el GN al ciclo a temperaturas más bajas que implican menor flujo de refrigerante, pero en Venezuela esto implicaría un proceso de enfriamiento previo, por tanto, se propone una temperatura de entrada entre 25 y 30°C, dependiendo de la corriente de servicio disponible.

### Temperatura de salida del condensador

Al aumentar la temperatura de entrada del refrigerante al LNG-HX el flujo requerido, el trabajo total y el calor del condensador, así como el flujo de propano necesario (en el condensador) incrementaron proporcionalmente, mientras que el COP disminuyó (Tabla 5), tal como se reporta en estudios previos [10].

Para casos ideales, la mejora del COP a menores temperaturas se puede explicar a partir de la Ec. (2), ya que disminuyendo la temperatura a la que sale el refrigerante del condensador ( $T_{COND}$ ), se reduce la diferencia entre esta y la temperatura de salida del LNG-HX ( $T_{evap}$ ). El inconveniente de una temperatura menor en el condensador, es que se requeriría usar un fluido diferente al agua para enfriar al refrigerante (propano o algún butano), implicando mayores gastos, por la necesidad de otro ciclo de refrigeración. En la Tabla 5 se presenta el flujo de propano porque se están considerando temperaturas menores a la ambiental en clima tropical, de resto, el fluido de servicio considerado es agua.

### Presión de salida de los compresores

Al no aplicar la relación de presiones de la Ec. (5) los trabajos de los compresores resultaron diferentes entre sí (Tabla 6). Por ejemplo, en el

Tabla 4  
Estudio de la temperatura de entrada del GN al LNG-HX

$T_{GN}$ (°C)	15	20	25	30	35	40	45
Flujo <sub>ref</sub> (MTPA)	13,76	13,98	14,20	14,41	14,63	14,84	15,06
$Q_{ing}$ (MW)	48,97	49,74	50,51	51,28	52,05	52,81	53,57
$W_{total}$ (MW)	74,50	75,70	76,91	78,03	79,24	80,41	81,58

Tabla 5  
Estudio de la temperatura del refrigerante en la salida del condensador

$T_{\text{cond}}$ (°C)	Flujo <sub>ref</sub> (MTPA)	$W_{\text{total}}$ (MW)	$Q_{\text{cond}}$ (MW)	COP	Flujo <sub>c3</sub> (MTPA)
15	9,28	51,27	81,03	0,99	6,03
20	10,84	59,88	86,11	0,85	6,41
25	13,12	72,49	93,55	0,70	6,96
30	16,81	92,84	105,56	0,55	7,86

Tabla 6  
Estudio de la presión de salida de los compresores

$P_{\text{alta}}$ (bar)	30	25	20	20	25	35
$P_{\text{interm}}$ (bar)	12	12	12	10	11	13
COP	0,43	0,56	0,4	0,4	0,56	0,71
$W_{\text{AP}}$ (MW)	39,76	40,5	45,25	62,06	45,54	35,93
$W_{\text{BP}}$ (MW)	39,23	50,55	82,55	64,36	45,2	35,97
Flujo <sub>ref</sub> (MTPA)	14,27	18,38	30,02	30,02	18,38	12,12

caso de la relación 12 bar en el COMP-BP y 20 bar en el COMP-AP, el último de ellos realiza un 55% del trabajo que requiere el de baja presión, además el flujo de refrigerante es mayor y el COP es menor. Con 10 bar en el COMP-BP y 20 bar en el COMP-AP, la diferencia en el trabajo de los compresores es menor al 4%. Aplicando la relación con 13 bar en el COMP-BP y 35 bar en el COMP-AP, el trabajo de ambos es similar, además de presentar los mejores valores de COP y flujo de refrigerante.

La mejora del COP se produce porque a presiones mayores, los cambios de fase en el evaporador y en el condensador ocurren más arriba en la curva de saturación, lo que gráficamente se aprecia como una disminución en el trabajo del compresor y el calor retirado, por una inclinación favorable en los extremos de la curva de saturación (Figura 1b). El flujo de mezcla de refrigerantes disminuye inversamente con la presión de salida en el COMP-AP, porque al incrementar la presión también lo hace la entalpía de la corriente 9 (Figura 3), y para satisfacer el balance de energía en el LNG-HX, Ec. (3), el flujo de refrigerante debe disminuir para lograr la licuefacción hasta  $-153^{\circ}\text{C}$ . La desventaja de una presión mayor en la salida del compresor COMP-AP, es que aumenta la temperatura de la mezcla de refrigerantes, y hace falta retirarle más calor en el condensador antes

de entrar al LNG-HX, hecho que se compensa con un requerimiento menor de refrigerante.

### Presión intermedia del ciclo

Se dejaron fijas las presiones de baja y de alta del ciclo como en el caso base y se varió la presión intermedia (Figura 4b). El COP y el trabajo del COMP-AP disminuyen a medida que aumenta la presión intermedia del ciclo, mientras que se incrementa el trabajo del COMP-BP. Se podría suponer que el trabajo total se compensaría con la disminución del gasto energético en el COMP-AP, sin embargo el COP disminuye, concluyendo que el trabajo del COMP-BP influye significativamente en el aumento del trabajo total del ciclo, ocasionando la disminución del COP. Un aumento en la presión intermedia desproporciona la relación de trabajo de los compresores y confirma que para obtener el mayor COP debe trabajarse a valores ajustados a la Ec. 5. El flujo de refrigerante se mantiene constante para todo el proceso al seguir trabajando dentro del mismo rango de presiones.

### Composición de la mezcla de refrigerantes

Se varió la composición de la mezcla de refrigerantes (Tabla 7). El mejor caso se obtiene cuando el 6% restante de las composiciones se agrega al propano, reduciendo el flujo de refrige-

rante y obteniéndose una temperatura de rocío menor que la salida del LNG-HX (corriente 6). Con el propano se aumenta la proporción de un compuesto con una capacidad calorífica más alta, y en consecuencia, se necesita menos refrigerante para retirar la misma cantidad de calor. El efecto de estas variaciones se puede ver en la Figura 5 que representa los perfiles de T vs. Q de la corriente de mezcla de refrigerante y del GN, para el caso base y los casos donde se incrementa el propano y butano. Como se comentó antes, mientras más cercanas sean estas curvas, se requiere menos trabajo para obtener el GNL, mejorando el COP del ciclo y reduciendo el flujo de mezcla de refrigerantes requerido.

Cuando se aumenta la proporción de propano se obtienen las curvas más cercanas entre sí (Figura 5b). Esto incrementa el área requerida en los equipos, pero se prioriza la reducción del trabajo en los compresores. El caso del butano no

aplica, a pesar de presentar el mejor COP y el menor flujo de mezcla de refrigerantes, ya que como se ve en la Figura 5c ocurren *pinch points* entre las curvas (mostrados en círculos), siendo no viable el proceso debido a los cruces en los perfiles de temperaturas de ambos fluidos, impidiendo la transferencia de calor. Esto se debe a que el calor específico del butano es mayor al de los demás compuestos, lo cual altera de manera desfavorable su comportamiento de temperatura en función del calor transferido en el equipo.

### Composiciones de GN venezolano

Se utilizó la relación de presiones en los compresores que arrojó los mejores resultados (13 bar en el COMP-BP y 35 bar en el COMP-AP). Al evaluar el ciclo con las composiciones de los campos venezolanos (Tabla 8), se obtuvo que el Campo B requiere menor flujo de refrigerante

Tabla 7  
Estudio de la composición de la mezcla de refrigerantes

Componente	Caso 1 %molar	Caso 2 %molar	Caso 3 %molar	Caso 4 %molar	Caso 5 %molar
Nitrógeno	16	10	10	10	10
Metano	30	36	30	30	30
Etano	28	28	34	28	28
Propano	11	11	11	17	11
Butano	15	15	15	15	21
COP	0,54	0,55	0,62	0,74	0,89
Flujo <sub>ref</sub> (MTPA)	16,88	16,18	14,96	12,78	10,83
T rocío (K)	267,95	267,96	268,29	269,84	275,85
Frac <sub>molar liq corriente 3</sub>	0,16	0,17	0,19	0,14	0,3

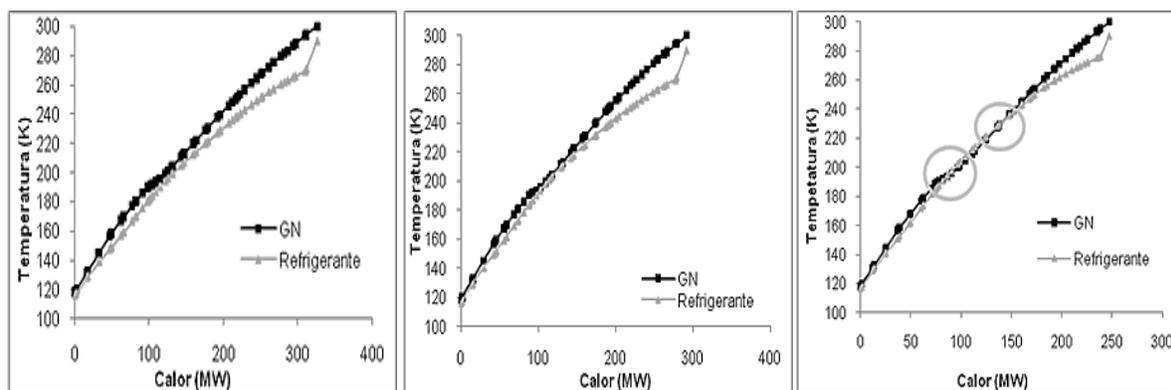


Figura 5. Variación del calor en el LNG-HX con la temperatura para: a) caso base, b) propano, c) butano.

Tabla 8  
Estudio de composiciones de campos de GN venezolanos

	Flujo <sub>ref</sub> (MTPA)	W <sub>BF</sub> (MW)	W <sub>AP</sub> (MW)	Q <sub>cond</sub> (MW)	Q <sub>extGN</sub> (MW)
A	12,37	36,67	36,70	90,30	51,83
B	9,25	27,41	27,43	67,50	38,74
C	12,49	37,02	37,06	91,17	52,33

y gasto energético para la licuefacción, por ser el que posee la menor concentración de metano. Cabe destacar que el COP de estos ciclos se mantuvo igual a 0,71, porque el calor transferido depende de la capacidad calorífica de la mezcla de GN y como se observó anteriormente, la cantidad de trabajo requerido es proporcional al calor intercambiado en el evaporador. El trabajo total varía en cada campo, sin embargo sus valores se encuentran cercanos a los del caso base.

### Conclusiones

Se simuló un ciclo simple de licuefacción de GN utilizando mezcla de refrigerantes. La composición del refrigerante y su temperatura de salida del condensador resultaron las variables más influyentes en la sensibilidad del ciclo. El flujo de refrigerante requerido es proporcional a la temperatura de entrada del GN. Al disminuir la temperatura de salida del refrigerante del condensador, se logra mejorar las variables del proceso, reduciendo el flujo de refrigerante requerido y aumentando el COP.

Para procesos de compresión de varias etapas, se debe utilizar la relación apropiada de presiones que mejore el desempeño del ciclo. En este estudio vino determinada por el promedio geométrico de las presiones de succión y descarga de los compresores.

Para la composición estudiada de GN, el aumento de la fracción de propano en la mezcla de refrigerante reduce el flujo requerido del mismo y evita el cruce de temperaturas.

### Referencias

- Smith, R. "Chemical Process Design and Integration". Ed. McGraw Hill, Londres, Inglaterra (2005).
- Pettersen, J. "Introduction to LNG Technology". Statoil-Research and Technology, Trondheim, Noruega (2006).
- Price, B., Mortko, R. "PRICO - A Simple Flexible Proven Approach to Natural Gas Liquefaction". GASTECH, LNG, Natural Gas, LPG International Conference, Viena, Austria (1996).
- Mokhatab, S., Economides, M. "Process selection is critical to onshore LNG economics". Global LNG Report, USA (2006).
- Jensen, J., Skogestad, S. "Single-cycle mixed-fluid LNG process. Part I: Optimal design". Proceedings of the 1st Annual Gas Processing Symposium, NTNU, Trondheim, Noruega (2009).
- Trigilio, A., Bouza, A., Di Scipio, S. "Modelling and Simulation of Natural Gas Liquefaction Process". En D. H. Al-Megren (Ed.), *Advances in Natural Gas Technology: InTech*. ISBN: 978-953-51-0507-7. (2012). Disponible en: <http://www.intechopen.com/books/advances-in-natural-gas-technology>.
- Nasrifar, K., Bolland, O. "Predicting Natural Gas Dew Points from 15 Equations of State". *Energy & Fuels*, Vol. 19, (2005) 561-572.
- Pro/II® 8.1, (1994-2007). Simulation Sciences Inc.
- Thomas, E., Himmelblau, D. "Optimization of Chemical Processes" 2da. Edición, Ed. McGraw-Hill. Londres, Inglaterra (2001).
- Xu, X., Liu, J., Jiang, C., Cao, L. "The correlation between mixed refrigerant composition and ambient conditions in the PRICO LNG process". *Applied Energy*, Vol. 102, (2013) 1123-1136.

Recibido el 14 de Enero de 2013

En forma revisada el 14 de Julio de 2014