

APLICACIÓN DEL CO₂ COMO REFRIGERANTE PURO EN UN CICLO EN CASCADA SIMILAR AL PROCESO PHILLIPS® PARA LICUEFACCIÓN DE GAS NATURAL

EDUARDO YI¹, ALESSANDRO TRIGILIO², SABRINA DI SCIPIO²

¹ Coordinación de Ingeniería Química, Universidad Simón Bolívar

² Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia, Universidad Simón Bolívar.

eduardoyi@gmail.com, alessandrotp@usb.ve y sdiscipio@usb.ve

Caracas, Venezuela. AP. 89000

Recibido: noviembre 2012

Recibido en forma final revisado: mayo 2013

RESUMEN

Mundialmente la segunda tecnología más empleada para licuar el Gas Natural es la de Cascada Optimizada de Phillips®. En este trabajo se realizó la simulación de un proceso en cascada con refrigerantes puros (propano, etileno y metano). Se usó el simulador de procesos comercial PRO/II® comparando los modelos termodinámicos de Peng-Robinson (PR) y Soave-Redlich-Kwong (SRK). Inicialmente se simuló el proceso base y se obtuvo un coeficiente global de rendimiento (COP_{global}) para el ciclo igual a 0,52. Luego se estudió la posibilidad de emplear CO₂ como refrigerante del proceso de licuefacción considerando tres escenarios: 1) como sustituto del propano, para el cual se obtuvo un COP_{global} de 0,41; 2) como pre-enfriamiento del ciclo en cascada, para el cual se alcanzó un COP_{global} de 0,49; y 3) como condensador del ciclo completo con las tres cascadas. En este último escenario el COP_{global} fue 0,46 incluyendo el trabajo del compresor del ciclo de CO₂ en el cálculo de la eficiencia, y fue 0,63 cuando no se consideró.

Palabras clave: Gas natural, Licuefacción, Dióxido de carbono, Ciclos, Cascada.

APPLICATION OF CO₂ AS PURE REFRIGERANT IN A CASCADE CYCLE SIMILAR TO PHILLIPS PROCESS® FOR NATURAL GAS LIQUEFACTION

ABSTRACT

To liquefy the Natural Gas the second most employed technology in the world is the Phillips Optimized Cascade®. In this work the simulation of a natural gas liquefaction cascade process with pure refrigerants (propane, ethylene, and methane) was done. The commercial processes simulator PRO/II® was used for comparing the thermodynamics models of Peng-Robinson (PR) and Soave-Redlich-Kwong (SRK). Initially, the base case was simulated and a global coefficient of performance (COP_{global}) for the cycle equal to 0.52 was obtained. Later, the feasibility of using CO₂ as a refrigerant in the process was studied considering three scenarios: 1) as a substitute for propane, in that case a COP_{global} of 0.41 was obtained; 2) as pre-cooling of the cascade cycle, reaching a COP_{global} of 0.49; and 3) as a condenser of the whole cycle with the three cascades. In the last scenario, the COP_{global} was 0.46, including the CO₂ compressor duty, and was 0.63 when it was not considered.

Keywords: Natural gas, Liquefaction, Carbon dioxide, Cycles, Cascade.

INTRODUCCIÓN

Los ciclos de refrigeración no son más que bombas de calor, máquinas que permiten la transferencia de calor de un medio a otro, que tienen la finalidad de proporcionar enfriamiento a temperaturas menores a las que pueden ser logradas con agua o aire de enfriamiento. Existen sistemas de refrigeración de distintos tipos: por compresión o por absorción, siendo el primero el más común (Smith, 2005). En un ciclo de refrigeración simple como el presentado en

la Figura 1, el enfriamiento del proceso es proporcionado por un refrigerante puro en el evaporador. En este equipo del ciclo, el refrigerante entra como una mezcla líquido-vapor en el punto 1 y absorbe calor hasta llegar al punto de vapor saturado en la salida del evaporador en el punto 2. Posteriormente es comprimido por el compresor hasta vapor sobrecalentado en el punto 3; en el condensador, al fluido se le retira calor para eliminar el sobrecalentamiento y llevarlo hasta un punto de líquido saturado. Finalmente, el refrigerante pasa por una válvula de expansión para lograr

disminuir su presión. Como consecuencia de este proceso se obtiene la mezcla líquido-vapor del punto 1.

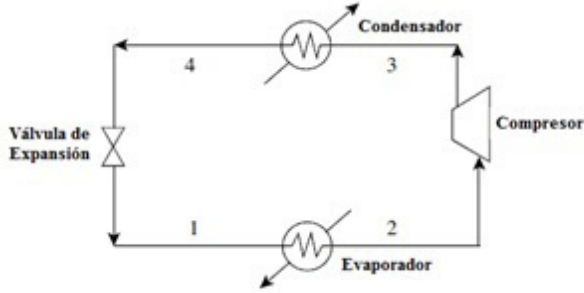


Figura 1. Ciclo de refrigeración simple (Smith, 2005)

La Figura 2 muestra el ciclo de refrigeración simple en un diagrama de presión-entalpía. Comenzando en el punto 1, el refrigerante se encuentra como una mezcla líquido-vapor y sufre una vaporización isotérmica e isobárica hasta alcanzar el punto 2 de vapor saturado; luego sufre una compresión no ideal hasta el punto 3, lo cual también implica un aumento de entropía; en el condensador, al refrigerante se le retira el sobrecalentamiento y se condensa hasta líquido saturado en el punto 4. Por último, se considera una válvula isoentálpica, que vaporiza parcialmente el fluido hasta llevarlo a una temperatura menor en el punto 1 (Smith, 2005).

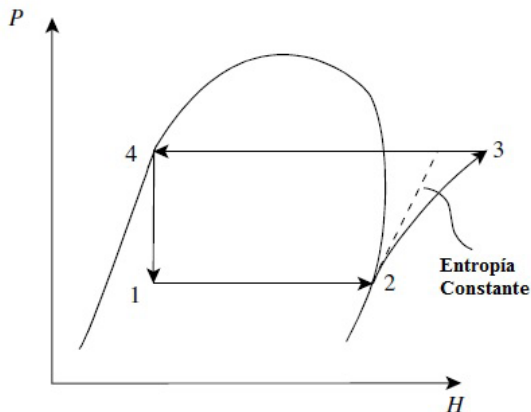


Figura 2. Diagrama de presión-entalpía de un ciclo de refrigeración simple (Smith, 2005)

Con la finalidad de determinar la eficiencia de un ciclo de refrigeración, se utiliza el coeficiente de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés), el cual relaciona el calor retirado en el evaporador (Q_c) con el trabajo realizado por el compresor (W). Según la Ecuación 1, mientras menor sea el trabajo requerido por el ciclo, mayor será el COP del mismo:

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

Una representación del COP puede observarse en la Figura 2, en la cual el calor retirado en el evaporador se calcula por la resta de entalpías entre los puntos 2 y 1; mientras que la diferencia de entalpías entre 3 y 2, representa el trabajo del compresor.

Cuando se trabaja con rangos de temperaturas amplios y temperaturas de refrigeración muy bajas, resulta complicado operar con un solo refrigerante, por lo cual se aplican arreglos más complejos como lo es el ciclo en cascada que se muestra en la Figura 3, con su correspondiente diagrama presión-entalpía en la Figura 4. El evaporador proporciona la refrigeración en el ciclo de baja temperatura, el cual cede el calor retirado al ciclo de alta temperatura, y es expulsado finalmente en el condensador de alta temperatura (Smith, 2005).

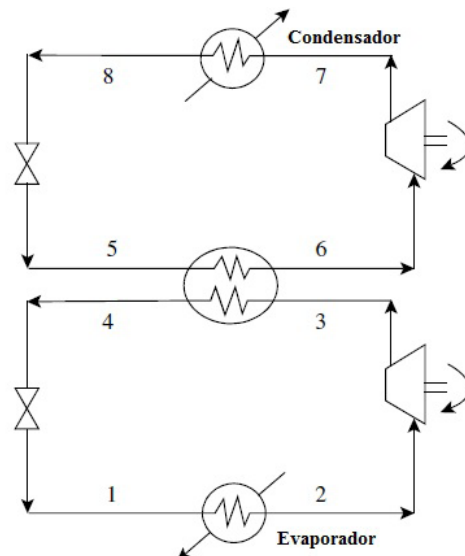


Figura 3. Ciclo de refrigeración en cascada (Smith, 2005)

El proceso de licuefacción de gas natural ocurre en un rango de temperaturas entre la temperatura ambiente y alrededor de -161°C . Con la finalidad de disminuir la potencia requerida por el ciclo de refrigeración, se busca que las curvas de temperatura-calor del gas natural y el refrigerante queden lo más cercanas posible. Un método para lograr este proceso, es la utilización de varias etapas como en un ciclo en cascada o mediante mezclas de refrigerantes (Di Scipio, 2010), como se puede observar en la Figura 5. Una de las tecnologías utilizadas en la licuefacción del gas natural es la Cascada Optimizada, desarrollada por la compañía petrolera Conoco-Phillips en los años 70, que consiste de tres cascadas de refrigerante puro con distintos niveles de presión (Andress, 1996; Di Scipio, 2010). En la Figura 6 se observa un ciclo en cascada con tres niveles que utiliza refrigerantes puros, similar al proceso comercial (Pettersen, 2006).

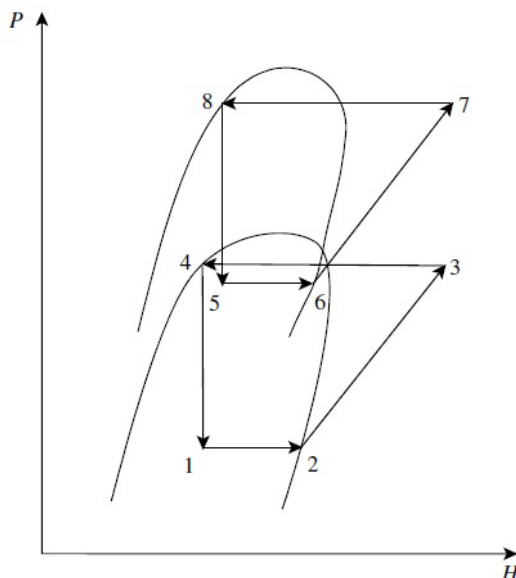


Figura 4. Diagrama presión-entalpía de un ciclo de refrigeración en cascada (Smith, 2005)

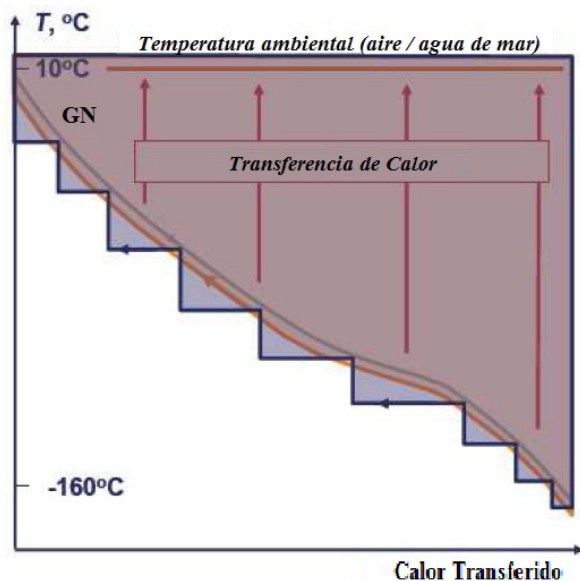


Figura 5. Curvas de calor transferido del gas natural y refrigerantes (Di Scipio, 2010)

En el presente trabajo se estudió la posibilidad de utilizar dióxido de carbono como refrigerante para este ciclo, en diferentes configuraciones. Se plantean estos modelos como alternativa para el empleo o retención del CO₂ en lugar de su liberación en la atmósfera, por los problemas y complejidad que genera su almacenamiento, así como para proveer una posible mejora sobre un ciclo de licuefacción de gas natural.

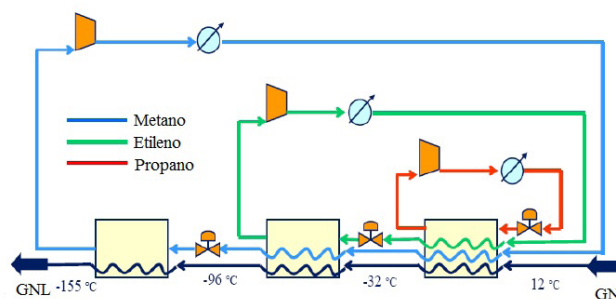


Figura 6. Cascada optimizada de Phillips para condiciones de clima frío (Pettersen, 2006)

Existen trabajos previos en los cuales se estudió la licuefacción de gas natural en ciclos de refrigeración con componentes puros. Trigilio (2009), realizó un estudio de un ciclo en cascada y encontró que las variables que más afectan a este tipo de ciclo son la presión de alta de los ciclos que operan a mayor presión y la fracción vaporizada de etileno en la salida del evaporador de propano. Chang *et al.* (2011) simuló un sistema de licuefacción de gas natural con ciclos de nitrógeno, etileno y propano; determinaron eficiencias comparables a los ciclos en cascada existentes y la posibilidad de incrementar las capacidades de producción de las plantas. También se han realizado trabajos en los que se estudió la utilización de cascadas para licuefacción de gas natural usando mezclas de refrigerantes; Jensen & Skogestad (2006) determinaron los grados de libertad de un ciclo en cascada y su ajuste para lograr operación óptima en estado estacionario. La aplicación de CO₂ como refrigerante ya ha sido estudiada previamente por Lorentzen (1993) quien propone diseños que proporcionen desempeños energéticos competitivos con respecto a los refrigerantes comerciales, mientras que Girotto *et al.* (2004) analizaron la eficiencia energética de un establecimiento comercial en el cual se utilizó CO₂ como único refrigerante e identificaron posibles mejoras que permitieran una mayor eficiencia del ciclo estudiado.

METODOLOGÍA

Para la simulación del ciclo de refrigerantes puros en cascada, se utilizó el programa comercial PRO/II®, el cual cuenta con una amplia variedad de equipos disponibles, así como una librería de compuestos, unidades y modelos termodinámicos. Se seleccionó el método API para cálculos de las densidades de líquidos, los cuales se basan en una densidad de líquido estándar a 60 °F, determinada a partir de un promedio de las masas de los componentes de la mezcla (PRO/II®, 2007).

Se tomó una composición base de gas natural como la presentada en la Tabla 1, con un flujo másico de 2x10⁶

ton/año, equivalente a 63,38 kg/s. En la Tabla 2 se pueden observar las condiciones de operación de los equipos para el ciclo en cascada.

Tabla 1. Condiciones del gas natural en el caso base

Componente	% molar GN
Nitrógeno	1,03
Metano	89,46
Etano	5,74
Propano	2,77
Butano	0,83
Pentano	0,17
Flujo	2x10 ⁶ ton/año
Temperatura	12°C
Presión	40 bar

Tabla 2. Condiciones de operación de los equipos

Compresores	80% eficiencia politrópica
Válvulas	P _{salida} = 1,4 bar
Simple HX	T _{salida} = T _{ambiental}
LNG-HX1	Temperaturas definidas:
Celda 1: Propano	T _{celda 1} = T _{entrada-propano}
Celda 2: Etileno	T _{celda 2} = T _{celda 1} + 2°C
Celda 3: Metano	T _{celda 3} = T _{celda 2} + 2°C
Celda 4: GN	-
LNG-HX2	Temperaturas definidas:
Celda 1: Etileno	T _{celda 1} = T _{entrada-etileno}
Celda 2: Metano	T _{celda 2} = T _{celda 1} + 2°C
Celda 3: GN	-
LNG-HX2	Temperaturas definidas:
Celda 1: Metano	T _{celda 1} = T _{entrada-etileno}
Celda 2: GN	-

Para simular el proceso de licuefacción se utilizaron intercambiadores de calor simples para los condensadores de cada ciclo de refrigerante. Para los evaporadores se usaron intercambiadores LNG-HX, los cuales permiten intercambios de calor entre más de dos corrientes, configuración necesaria para los ciclos que utilizan propano y etileno. En ellos se tienen N celdas, donde N es el número de corrientes que pasan por el intercambiador. Se debieron establecer condiciones de salida para N-1 corrientes, las cuales fueron definidas según las condiciones de entrada del refrigerante a ser evaporado, de tal forma que se cumpliera el balance de energía. Para todos los intercambiadores se supuso que no había caída de presión. Se incluyó un controlador en cada ciclo, en el cual se estableció como especificación la temperatura de salida de la celda del gas natural (manteniendo el criterio de 2°C mayor que la celda anterior, tal como se muestra en la Tabla 2), y se varió el flujo de la corriente fría, con la finalidad de cumplir con

el balance de energía. Se estableció el criterio de 2°C entre las corrientes para evitar cruces de temperaturas, también conocidos como *pinch points*, que impidieran la convergencia de los ciclos.

Adicionalmente, se añadieron calculadores para determinar el COP de cada ciclo, así como el COP_{global} mostrado en la Ecuación 2, donde: Q_{gasi} representa el calor retirado en la celda del gas natural del intercambiador y Wc_i es el trabajo del compresor de cada ciclo; el subíndice i indica el ciclo, siendo 1, 2 y 3 correspondientes a los ciclos de propano, etileno y metano, respectivamente. La relación del COP_{global} con los COP de cada uno de los ciclos se presenta en la Ecuación 3.

$$COP_{global} = \frac{-(Q_{gas1} + Q_{gas2} + Q_{gas3})}{W_{C1} + W_{C2} + W_{C3}} \quad (2)$$

$$COP_{global} = \frac{-(COP_1 \cdot W_{C1} + Q_{cd1} + Q_{met1} + COP_2 \cdot W_{C2} + Q_{met2} + COP_3 \cdot W_{C3})}{W_{C1} + W_{C2} + W_{C3}} \quad (3)$$

Inicialmente, se realizó la simulación de un ciclo similar al de cascada optimizada, con una temperatura ambiental de 12°C usando la ecuación de Peng-Robinson (PR) como modelo termodinámico. Seguidamente, se repitió la simulación utilizando esta vez la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong (SRK). Estas ecuaciones de estado han sido validadas para este tipo de sistemas en trabajos previos (Nasrifar & Bolland, 2005). Para cada uno de los casos fue necesario fijar las presiones de alta adecuadas para cada uno de los ciclos, modificando la presión de salida de los compresores, y utilizando los diagramas de presión-entalpía de cada refrigerante para seleccionar una presión tal que se obtuviera refrigerante en estado líquido luego de pasar por el condensador. El ciclo simulado fue equivalente al mostrado en la Figura 7.

En cada estudio se analizaron los efectos sobre: flujo de cada uno de los refrigerantes, fracción líquida y temperatura de los refrigerantes luego de ser expandidos por las válvulas, trabajo de los compresores, el COP de cada ciclo y el COP_{global}. Se establecieron 3 opciones de posible aplicación del CO₂ como refrigerante en un proceso de licuefacción, las cuales se describen a continuación.

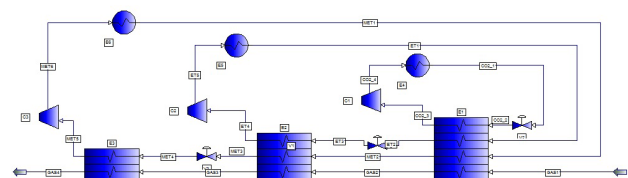


Figura 7. Diagrama del ciclo de refrigerantes puros en cascada simulado con PRO/II®

1) Utilización de dióxido de carbono como sustituto del propano

Se mantuvo la misma configuración del ciclo en cascada del caso base, y se empleó CO_2 como refrigerante en lugar de propano, para lo cual se debieron realizar modificaciones en la presión de salida del compresor de etileno, con la finalidad de ajustar el ciclo a las nuevas condiciones de temperatura en la salida del intercambiador de CO_2 .

2) Aplicación de dióxido de carbono para pre-enfriamiento inicial

En este caso se usó CO_2 para realizar el primer enfriamiento de las corrientes, obteniéndose un ciclo de cuatro cascadas como se puede observar en la Figura 8. Fue necesario modificar la presión del compresor del propano para ajustar este ciclo a las condiciones de salida del intercambiador de CO_2 .

3) Uso de dióxido de carbono como refrigerante para la condensación

Se utilizó CO_2 para condensar los demás refrigerantes empleando un intercambiador LNG-HX, en lugar de los intercambiadores simples usados en el caso base, como se puede observar en la Figura 9. Se aplicaron las mismas condiciones de operación para el ciclo del propano que las obtenidas para la utilización de CO_2 como pre-enfriamiento.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para las simulaciones realizadas a 12°C con los modelos termodinámicos PR y SRK, se utilizaron presiones de alta de 7, 19 y 45 bar para la salida de los compresores de propano, etileno y metano, respectivamente, mientras que la presión de baja es 1,4 bar. Se obtuvieron resultados similares para ambos modelos, con una diferencia máxima en SRK de 5,4% respecto al modelo PR, como se puede observar en las Tablas 3 y 4. Se alcanzaron temperaturas de -155°C en el gas natural. En ambos casos el COP global fue 0,52 usando las condiciones establecidas en las Tablas 1 y 2.

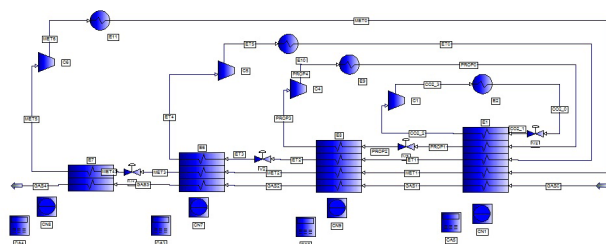


Figura 8. Diagrama del ciclo de refrigerantes puros en cascada con ciclo de CO_2 como pre-enfriamiento, simulado con PRO/II®

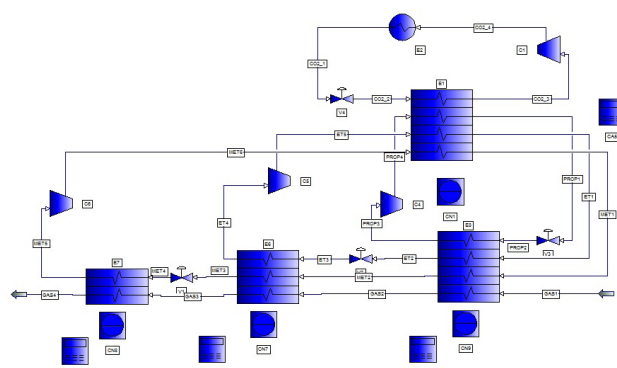


Figura 9. Diagrama del ciclo de refrigerantes puros en cascada con ciclo de CO_2 como condensador, simulado con PRO/II®

De aquí en adelante se decidió seguir trabajando con la ecuación SRK, ya que ésta permite predicciones más exactas de las propiedades termodinámicas del gas natural, con respecto al modelo PR (Nasrifar & Bolland, 2005).

Adicionalmente, se realizó un gráfico de temperatura respecto al calor transferido, mostrado en la Figura 10, donde se puede observar el comportamiento de las corrientes frías y calientes en los intercambiadores, las cuales fueron presentadas como una sola línea, denominada *composite stream*. Se pudo comprobar que, debido a la utilización de refrigerantes puros, que transfieren calor a temperatura constante, y la especificación de 2°C entre las temperaturas de las corrientes, se evita la aparición de *pinch points* en los evaporadores.

Tabla 3. Ciclo a 12°C con modelo PR

	Ciclo del propano	Ciclo del etileno	Ciclo del metano
Flujo (kmol/s)	6,40	6,38	3,45
(kg/s)	282,16	179,08	55,38
W_{comp} (kW)	27164	41960	24452
$\text{COP}_{\text{ciclo}}$ (-)	3,18	1,26	0,56
$\text{COP}_{\text{global}}$ (-)	0,52		

Tabla 4. Ciclo a 12°C con modelo SRK

	Ciclo del propano	Ciclo del etileno	Ciclo del metano
Flujo (kmol/s)	6,54	6,51	3,61
(kg/s)	288,38	182,66	57,98
W_{comp} (kW)	27840	43044	25773
$\text{COP}_{\text{ciclo}}$ (-)	3,20	1,27	0,56
$\text{COP}_{\text{global}}$ (-)	0,52		

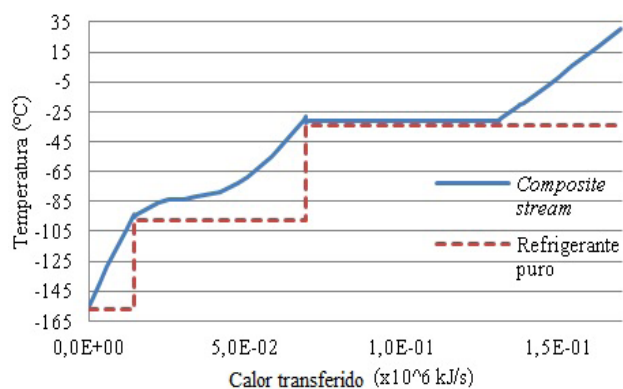


Figura 10. Diagrama de temperatura respecto al calor transferido

Aplicación de Dióxido de Carbono como refrigerante en diferentes configuraciones

Para el estudio de la utilización de dióxido de carbono se realizaron modificaciones sobre la simulación hecha a 12°C y con el modelo termodinámico SRK. Si se empleaban condensadores a 30°C, se estaría trabajando muy cerca del punto crítico del CO₂. Con base en el diagrama de presión-entalpía del dióxido de carbono, se fijó la presión de alta en 48 bar, y de baja en 21 bar.

1) Utilización de dióxido de carbono como sustituto del propano

Debido a que el CO₂ no fue capaz de enfriar en un rango de temperaturas tan amplio como el propano, fue necesario modificar la presión de alta del ciclo de etileno a 31 bar.

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 5, en la cual se puede observar que el ciclo de CO₂ posee una eficiencia elevada en comparación con los demás ciclos y con el caso base del ciclo de propano. Sin embargo, este refrigerante sólo es capaz de enfriar hasta temperaturas alrededor de los -12°C, por lo cual el ciclo de etileno se vio forzado a proveer refrigeración adicional para compensar este déficit. Como el etileno se encontró a una temperatura mayor antes de pasar por la válvula, con respecto al caso base, se obtuvieron menores fracciones de líquido en la entrada del evaporador. Esto, además de la necesidad de retirar más calor en este ciclo, provocó un aumento de 37,5% en el flujo de etileno y el trabajo de su compresor respecto al caso base, y una disminución del 36% en el COP de este ciclo. Mientras que el trabajo total de los compresores aumentó en 26,4%, lo cual provocó una disminución de 21% en el COP_{global}.

Tabla 5. Ciclo a 12°C con modelo SRK, con CO₂ como sustituto de propano

	Ciclo del CO ₂	Ciclo del etileno	Ciclo del metano
Flujo (kmol/s)	10,17	8,95	3,76
(kg/s)	447,61	251,17	60,37
W _{comp} (kW)	20245	75124	26867
COP _{ciclo} (-)	4,45	0,81	0,54
COP _{global} (-)	0,41		

2) Aplicación de dióxido de carbono para pre-enfriamiento inicial

Debido al limitado rango de temperaturas con que el CO₂ puede ser utilizado como refrigerante, se probó su aplicación para lograr un pre-enfriamiento de todas las corrientes. Esta modificación permitió que el ciclo de propano trabajara con una presión de alta menor, la cual fue fijada en 3 bar, basado en el diagrama de presión entalpía. Adicionalmente, como el propano presentó una menor temperatura en la válvula, se obtuvo una fracción de líquido mayor después de la expansión, además el pre-enfriamiento retiró parte del calor que era absorbido por el ciclo de propano en el caso base, ambos efectos permitieron la utilización de un flujo menor de este refrigerante. Algunos de los resultados obtenidos de esta simulación se muestran en la Tabla 6. La disminución de la presión de alta del ciclo del propano y el flujo de éste, produjo una reducción de 69,3% en el trabajo del compresor de propano. Mientras que el COP del ciclo aumentó en 174%. Sin embargo, la adición del ciclo de CO₂ provocó un aumento de 5,6% en el trabajo total, y una disminución de 5,8% en el COP_{global}.

Tabla 6. Ciclo a 12°C con modelo SRK, con CO₂ como pre-enfriamiento inicial

	Ciclo del CO ₂	Ciclo del propano	Ciclo del etileno	Ciclo del metano
Flujo (kmol/s)	11,58	4,41	6,58	3,76
(kg/s)	509,77	194,38	184,57	60,37
W _{comp} (kW)	23057	8450	43722	26867
COP _{ciclo} (-)	4,45	8,76	1,26	0,54
COP _{global} (-)	0,49			

3) Uso de dióxido de carbono como refrigerante para la condensación

Con la finalidad de obtener un efecto similar al obtenido con la configuración anterior, pero empleando un número menor de equipos, se propuso utilizar el ciclo de refrigeración de CO₂ como condensador de las corrientes de propano, etileno y metano. Los resultados obtenidos para esta configuración

se presentan en la Tabla 7. El efecto de esta configuración sobre el ciclo de propano fue el mismo que en el caso de utilización de CO₂ como pre-enfriamiento. Sin embargo, el flujo de dióxido de carbono fue mayor en este caso debido a que las corrientes enfriadas por este refrigerante, entraron al evaporador a temperaturas mayores, porque provenían directamente de sus respectivos compresores.

Si se toma en cuenta el trabajo del compresor de dióxido de carbono para el cálculo de la eficiencia global se obtiene el valor de COP_{global1} de la Tabla 7, el cual es 11,5% menor que en el caso base. Sin embargo, tomando en cuenta que en el caso base no se consideró el trabajo necesario para que las corrientes de servicio enfriaran a los refrigerantes en los intercambiadores simples, se realizó el cálculo de la eficiencia global sin contabilizar el trabajo del compresor de dióxido de carbono, el cual se presenta como COP_{global2}, que es 21,1% mayor que en el caso base.

Tabla 7. Ciclo a 12°C con modelo SRK, con CO₂ como refrigerante para condensación

	Ciclo del CO ₂	Ciclo del propano	Ciclo del etileno	Ciclo del metano
Flujo (kmol/s)	14,62	4,61	6,58	3,76
(kg/s)	643,25	203,42	184,57	60,37
W _{comp} (kW)	29094	8843	43722	26866
COP _{ciclo} (-)	4,45	8,76	1,26	0,54
COP _{global1} (-)		0,46		
COP _{global2} (-)		0,63		

En la Tabla 8 se pueden observar los valores de COP_{global} obtenidos para las tres configuraciones propuestas de utilización de CO₂ en un ciclo en cascada con refrigerantes puros para la licuefacción de GN.

Tabla 8. Comparación de las tres configuraciones propuestas para la utilización de CO₂

Caso Aplicación CO ₂	COP _{global} (-)
CO ₂ como sustituto de propano	0,41
CO ₂ como pre-enfriamiento	0,49
CO ₂ como refrigerante para condensación	0,46 0,63 (sin W _{CompCO2})

CONCLUSIONES

Se realizó la simulación de un ciclo en cascada con refrigerantes puros, similar al Optimizado de Phillips, utilizando los modelos termodinámicos de Peng-Robinson y Soave-Redlich-Kwong.

Se estudió la aplicación de CO₂ como refrigerante. El mismo no puede sustituir efectivamente al propano como refrigerante; sin embargo, al ser utilizado como pre-enfriamiento mejora el COP del ciclo de propano, más no el COP global.

Al usar el CO₂ para condensar los refrigerantes de cada una de las cascadas, el COP_{global} sufre un aumento de 21% con respecto al caso base si no se considera el trabajo del compresor del ciclo de CO₂.

Los escenarios evaluados en este trabajo representan posibles aplicaciones y usos del CO₂, las cuales permitirían reducir las emisiones en la atmósfera, al mantener en circulación dentro de los ciclos una cantidad considerable de dicho compuesto.

REFERENCIAS

- ANDRESS, D. (1996). The Phillips Optimized Cascade LNG process, a century of improvements. Phillips Petroleum Company.
- CHANG, H-M., CHUNG, M., LEE, S., CHOE, K. (2011). An efficient multi-stage Brayton-JT cycle for liquefaction of natural gas. Cryogenics Vol. 51 (6), pp. 278-286.
- DI SCIPIO, S. (2010). El gas natural licuado y sus tecnologías. Revista Tópicos de Petroguía, Gas Natural: El futuro es hoy. Edición 2010-2011. ISSN 1856-8130. Caracas, Venezuela.
- GIROTTO, S., MINETTO, S., NEKSA, P. (2004). Commercial refrigeration system using CO₂ as refrigerant. International Journal of Refrigeration 27, pp. 717-723.
- JENSEN, J. & SKOGESTAD, S. (2006). Optimal operation of a mixed fluid cascade LNG plant. 16th European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9th International.
- LORENTZEN, G. (1993). Revival of carbon dioxide as a refrigerant. International Journal of Refrigeration Vol. 17 (5), pp. 292-301.

- NASRIFAR, K. & BOLLAND, O. (2005). Predicting Natural Gas Dew Points from 15 Equations of State. *Energy & Fuels*, Vol. 19, pp. 561-572.
- PETTERSEN, J. (2006). *Introduction to LNG Technology*. Statoil—Research and Technology. Trondheim, Noruega.
- PRO/II® 8.1, (1994-2007). Simulation Sciences Inc.
- SMITH, R. (2005). *Chemical Process Design and Integration*. Londres: Editorial. McGraw Hill. Capítulo 24: Enfriamiento y Sistemas de Refrigeración.
- TRIGILIO, A. (2009). Modelaje y simulación de sistemas de licuefacción de gas natural, Trabajo de Grado de Ingeniería Química, Universidad Simón Bolívar, Caracas.