한국동력기계공학회지 제17권 제4호 pp. 58-63 2013년 8월 (ISSN 1226-7813)
Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 4, pp. 58-63, August 2013
Research paper

열교환기 효율이 초저온 냉동사이클 성능에 미치는 영향

Effect on Heat Exchangers Efficiency on Performance of Cryogenic Refrigeration Cycles

윤 정 인*†

Jung-In Yoon*†

(접수일 : 2013년 05월 13일, 수정일 : 2013년 06월 14일, 채택확정 : 2013년 06월 17일)

Abstract: This paper presents the new cascade liquefaction cycles using CO_2-C_2H_6-N_2 and CO_2-N_2O-N_2. The performance of the cascade liquefaction cycles with respect to temperature differences in the LNG heat exchangers is analyzed using HYSYS software and then compared the performance of these cycles with phillips optimized cascade liquefaction cycle. The coefficient of performance of the new liquefaction cycles considered in this study decreases with the temperature differences in the LNG heat exchangers, but the compressor work, expander work and heat capacity in the LNG heat exchanger increases, respectively. From the comparison of performance of three cycles, the cascade liquefaction cycles using CO_2-C_2H_6-N_2 showed the highest COP. And the cycles using CO_2-C_2H_6-N_2 and CO_2-N_2O-N_2 presented the second and third highest COP, respectively. In the view of performance, the optimized cascade liquefaction cycle using C_3H_8-C_2H_4-C_1H_4 yields much better COP. But, in the environment view, it is found that the cascade liquefaction cycle using CO_2-C_2H_6-N_2 shows favorable characteristics.

Key Words : LNG cascade liquefaction cycle, Temperature difference in LNG heat exchanger, Compressor work, COP(coefficient of performance), Expander work

1. 서 론

지구 온난화의 주요 원인인 화석연로의 사용으로 인해 친환경 에너지 자원인 천연가스의 사용량이 증대되고 있다. 가스전에서 가스를 추출해 내는 추출 공정, 산성 가스 제거, 수은과 수분 제거, 중질의 가스를 제거하는 전처리 공정, 액화 공정, 저장 공정 등 4가지로 구성된다.[1] 이러한 과정 중 핵심적인 액화공정은 초저온 액화장치를 이용하여 천연가스를 선박 수송에 용이하도록 체적을 줄이기 위해서 -160℃이하로 냉각 및 액화시키는 것을 의미한다. 이러한 액화공정에 사용되는 액화장치는 작동유체의 구성에 따라 크게 2가지로 나눌 수 있다. 하나는 혼합냉매 액화사이클(MR Cycle)이며, 다른 하나는 단일냉매 캐스케이드 액화사이클(Cascade Cycle)이다.

LNG 액화 공정에 대한 주요 연구는 1960년대부터 시작되었고, Phillips사의 D. L. Andress는 Optimized cascade 공정의 발전사에 대해 기술하였다.[2] Kikkawa 등은 CHEMCAD3를 이용하여 예냉각 루프와 팽창기를 적용한 혼합냉매 액화공정을 시뮬레이션 하였고[3] Terry 등은 HYSYS를 이용하

*† 윤정인(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6180

*† Jung-In Yoon (corresponding author) : Dept. of Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University
E-mail: yoonji@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6180

여 대표 액화 사이클들을 해석하여 비교 분석하였다.[4] 그리고 Wen-Sheng Cao 등은 HYSYS를 이용해서 질소와 메탄을 이용한 액화공정을 시뮬레이션 하여 혼합냉매 공정과 비교 분석하였다.[5]

그리고 Liu 등[6]과 Foerg 등[7]은 모든 액화 공정 중에 C3MR 공정의 효율이 가장 높다고 보고 했지만, 반면에 Vink과 Nagelvoort[8]는 DMR 공정이 더 효율이 높다고 보고했다. 이러한 결과뿐만 아니라 다른 자료들에서도 C3MR과 DMR공정의 효율이 가장 높다고 나타났고, 다음으로 캐스케이드 공정, SMR(Single MR), 질소 액화사이클 순으로 나타났다는 보고가 있다.

이러한 종래의 연구들은 대부분 초저온 사이클의 개선을 통한 효율향상 및 다른 연구자와의 결과 비교 등에 초점이 맞추어져 있다. 하지만 대표적인 요소부품인 열교환기의 온도차가 캐스케이드 액화사이클의 성능에 미치는 영향에 관한 연구는 전무한 실정이며, 이러한 관점의 접근은 최근 국내에서 연구개발을 시작한 초저온 열교환기의 개발에 중요한 지침을 제공할 수 있으리라 생각한다.

따라서 본 논문에서는 이 액화사이클내 LNG 열교환기의 온도차가 성능에 미치는 영향(성능, 압축일량, 열교환기 열량 등)을 분석하고, 그 결과를 기존의 옵티마이저 캐스케이드 액화공정과 비교하였다.

2. 액화사이클과 시뮬레이션 방법

2.1 캐스케이드 액화사이클(9, 10)

단일냉매용 캐스케이드 액화사이클의 종류에는 여러 가지가 있지만 가장 대표적으로 사용되는 액화공정은 Phillips optimized cascade process이다. 이 장치도는 참고문헌(9, 10)에서 이미 설명하고 있어 여기서는 생략하고자 한다.

Fig. 1은 본 논문에서 제안하는 새로운 단일냉매용 캐스케이드 액화사이클로서 CO2, C2H6, N2를 냉매로 하는 CO2-C2H6-N2 (Carbon dioxide-Ethane-Nitrogen)냉매용 캐스케이드 액화사이클이다. 3개의 독립적인 사이클인 CO2 사이클, C2H6 사이클, N2 사이클로 구성되어 있으며 LNG 열교환기 Ⓐ에서 CO2, Ⓑ에서 C2H6 Ⓒ에서는 N2가 각각 냉매로써 작용하여 천연가스를 액화시킨다.

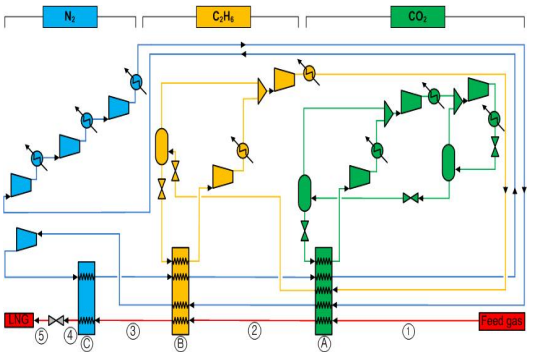


Fig. 1 Detailed configuration of cryogenic cascade cycle using CO_2-C_2H_6-N_2[9, 10]

동시에 3개의 독립된 사이클에서 CO2사이클의 증발기는 C2H6 사이클의 응축기 역할을 하며, C2H6 사이클의 증발기는 N2 사이클의 응축기 역할도 한다. 그리고 N2 사이클의 팽창기는 CO2와 C2H6 사이클의 압축기 입력일량으로 사용된다. 기존의 캐스케이드 액화사이클 방식과 마찬가지로 피드가스는 3개의 LNG 열교환기를 거치면서 단계적으로 온도가 낮아진다. 즉 천연가스는 CO2 사이클에서 약 -25℃까지, C2H6 사이클에서 약 -75℃정도까지, N2 사이클을 지나고 팽창밸브(④-⑤사이)를 거쳐 -158.5℃정도의 액화된 천연가스로 된다. 이때 LNG의 액화율은 팽창밸브에 의해 발생되는 가스가 있으므로 약 92%내외가 된다.

Fig. 2는 본 논문에서 제안하는 새로운 단일냉매용 캐스케이드 액화사이클로서, CO2, N2O, N2 냉매를 사용하는 CO2-N2O-N2 (Carbon dioxide-Nitrous oxide-Nitrogen)용 캐스케이드 액화사이클의 개략도를 나타낸 것이다. 이 액화사이클은 Fig. 1의 액화사이클과 유사하다. 단지 두 사이클의 차이점은 CO2-C2H6-N2 (Carbon dioxide -Ethane-Nitrogen)냉매용 캐스케이드 액화사이클에서 C2H6 대신에 N2O가 사용된다. 그리고 CO2와 N2O 사이클 구성이 Fig. 1의 CO2와 C2H6 사이클의 구성과 조금 다르다. 즉, Fig. 2의 CO2 사이클은 고단압축

기에서 응축된 CO2 냉매를 저단 증발압력까지 팽창시킨 후, 냉매액은 증발기로 보내고, 냉매증기는 고단압축기 흡입측으로 유입시킨다. 그리고 Fig. 2의 N2O 사이클은 응축기에서 응축된 냉매액을 1차적으로 팽창밸브로 팽창시킨 후, 기액분리기에서 냉매액과 냉매증기로 분리시킨다. 그런 후 냉매증기는 고단압축기로 보내고, 냉매액은 다시 팽창밸브로 팽창시킨 다음, 기액분리기에서 냉매액과 증기로 분리시킨다. 분리된 증기는 중단압축기 흡입측으로 보내고, 냉매액은 저단 증발기로 보내게 된다. 그리고 Fig. 2의 N2O 사이클은 압축기가 3개인 3단 압축방식을 채용하고 있는 것이 Fig. 1의 C2H6 사이클과 다른 점이다.

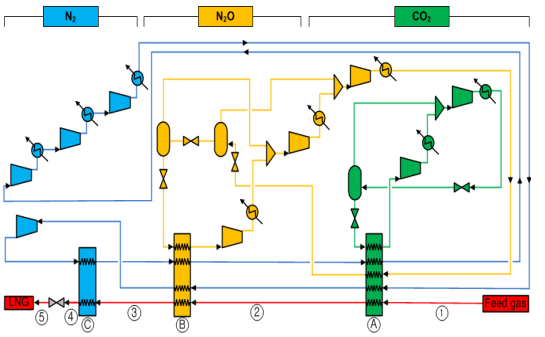


Fig. 2 Detailed configuration of cryogenic cascade cycle using CO_2-N_2O-N_2[9, 10]

Fig. 1과 2의 캐스케이드 액화사이클 방식과 마찬가지로 피드가스는 3개의 LNG 열교환기를 거치면서 단계적으로 온도가 낮아진다. 즉 천연가스는 CO2 사이클에서 약 -30℃까지, N2O 사이클을 지나면서 -80℃까지, N2 사이클을 지나고 팽창밸브(③-④사이)를 거쳐 -159℃정도의 액화된 천연가스로 된다. 이때 LNG의 액화율은 팽창밸브에 의해 발생되는 가스가 있으므로 약 92% 내외가 된다.

2.2 시뮬레이션 가정 조건[9, 10]

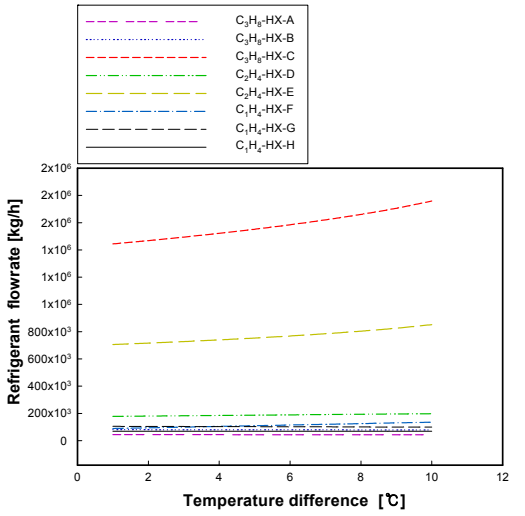
세계 곳곳의 가스전에서 추출되는 천연가스의 조성은 다르기 때문에 HYSYS11)를 이용하여 초저온 액화사이클을 시뮬레이션할 경우 그 결과값도 달라진다. 따라서 본 연구에서는 일반적으로 적용되고 있는 나이지리아 가스전의 천연가스 조성비를 HYSYS에 적용하여 시뮬레이션 하였다. 천연가스의 유량은 트레인 용량 5 MTPA(Million Ton Per Annum)를 기준으로 설정하였다. 이러한 가정조건 및 트레인 용량은 한국가스공사에서 개발하고자 하는 기준이다.

3. 결과 및 고찰

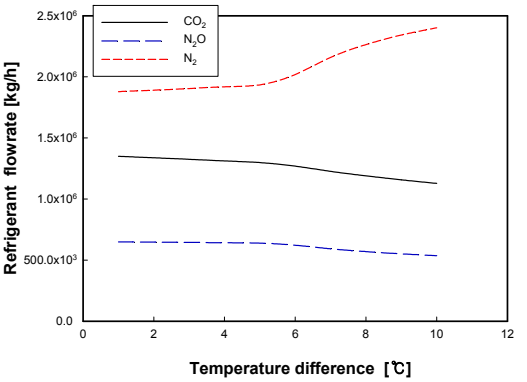
본 절에서는 앞에서 제시한 3개의 액화사이클의 성능에 대한 LNG 열교환기의 온도차의 영향을 파악한 후, 그 성능을 서로 비교하였다.

Fig. 3은 Fig. 1과 2 및 참고문헌(9. 10)에서 제시한 3개의 액화사이클내 각각의 냉매 순환량을 LNG 열교환기내 온도차의 변화에 따라서 나타낸 것이다. Fig. 3 (a)로부터 알 수 있듯이, 각각 C3H8, C2H4, C1H4 사이클내 전체 냉매순환량은 증가하였다. 하지만, 각 사이클내 LNG 열교환기의 냉매순환량은 조금씩 다르게 나타났다. 그 결과는 Fig. 3 (a)로부터 알 수 있듯이, C3H8 사이클의 LNG 열교환기 Ⓒ와 C2H4 사이클의 LNG 열교환기 Ⓔ내의 냉매순환량이 증가하였다. 우선 C3H8 사이클의 LNG 열교환기 Ⓒ내에서 C2H4 사이클의 응축과정이 이루어지므로, C2H4 사이클의 응축열량이 증가한다. 이로 인해 C3H8 사이클의 LNG 열교환기 Ⓒ내의 냉매순환량이 증가하게 된다.

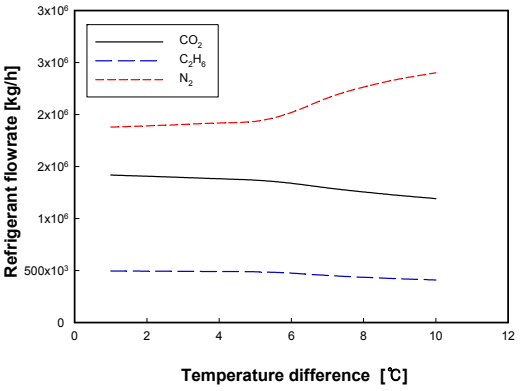
Fig. 3 (b)와 (c)에서 N2 사이클의 냉매순환량은 LNG 열교환기내 온도차가 1~5인 범위에서는 조금 증가하다가 6~10에서는 급격히 증가한다. 그 이유를 요약하면 다음과 같다. LNG 열교환기내 온도차가 1~5인 범위에서는 온도차가 증가할수록 LNG 열교환기 Ⓒ의 피드가스 입출구 온도차가 점차 증가하여 N2 사이클의 냉매가 감당해야할 열량이 소량 증가하고, 이로 인해 N2 사이클의 냉매순환량이 조금 증가한다. 하지만, LNG 열교환기내 온도차가 6~10인 범위에서는 온도차가 증가할수록 LNG 열교환기 Ⓑ에서 응축되지 않은 피드가스가 LNG 열교환기 Ⓒ에서 응축되기 때문에 피드가스의 응축잠열을 감당해야 하는 N2 사이클 냉매량이 급격하게 증가한다.



(a) C_3H_8-C_2H_4-C_1H_4 cycle



(b) CO_2-N_2O-N_2 cycle



(c) CO_2-C_2H_6-N_2 cycle

Fig. 3 Refrigerant flowrate of three liquefaction cycles with temperature differences in the LNG heat exchangers

반면에 Fig. 3 (b)와 (c)에서, CO2, N2O, C2H6 사이클의 냉매순환량은 각각 감소한다. 우선 CO2 냉매순환량의 감소 이유는 LNG 열교환기내 온도차가 증가함에 따라 N2 사이클내 냉매량이 증가해서 LNG 열교환기 Ⓐ에서 흡열하는 N2 라인의 입출구 온도는 변화가 없지만 LNG 열교환기 Ⓐ에서 발열하는 N2 라인 입출구 온도차는 감소한다. 즉 LNG 열교환기 Ⓐ의 N2 라인 냉매량이 증가함에 따라 N2 라인의 흡열량 증가량이 발열량 증가량보다 크다. 또한 LNG 열교환기내 온도차 증가에 따라 LNG 열교환기 Ⓐ에서 N2O와 피드가스 입출구 온도차가 감소함으로 발열량이 감소한다. 따라서 필요 CO2 냉매순환량은 감소한다.

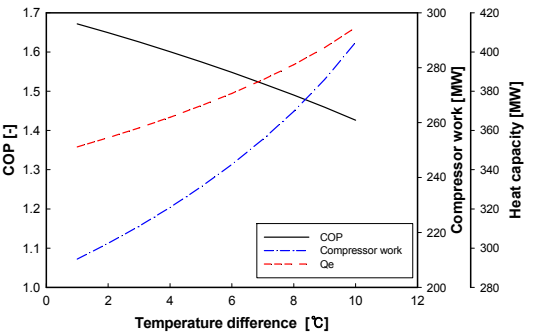


Fig. 4 COP, compressor work and heat capacity in LNG heat exchanger of C_3H_8-C_2H_4-C_1H_4 cycle

Fig. 4는 Fig. 1의 액화사이클의 압축일량, 성능계수, LNG 열교환기내 열교환량값을 LNG 열교환기 온도차 변화에 따라서 서로 비교한 것이다. 여기서, 성능계수는 LNG 열교환기에서의 흡수열량을 압축기의 전체일량으로 나눈 값이다.

Fig. 4로부터 C3H8-C2H4-C1H4 액화사이클의 압축일량은 열교환기 온도차가 증가할수록 약 37.5% 정도 증가하였다. 그 이유는 LNG 열교환기의 온도차가 증가할수록 각각의 C3H8, C2H4, C1H4 냉동사이클의 증발온도와 압력이 감소하고, 이로 인해 각각의 냉동사이클의 압축기 압축비가 증가하고 또한 냉매순환량도 증가하기 때문이다.

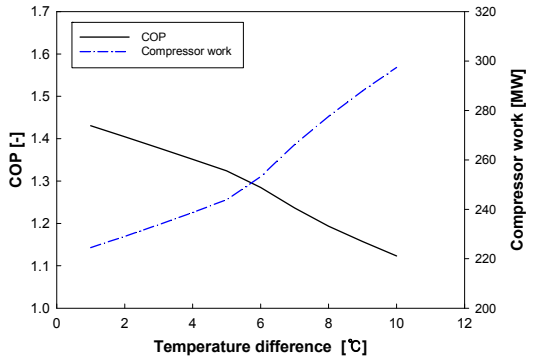
그리고 LNG 열교환기 열교환량은 약 17.3 % 정도 증가하였다. 이는 LNG 열교환기의 온도차가

증가할수록 C3H8, C2H4, C1H4 냉동사이클의 냉매순환량이 증가하고, 이로 인해 Fig. 1에서 Ⓒ와 Ⓔ 열교환기내의 중간스트림에 해당되는 방열량이 증가하여 C3H8-C2H4-C1H4 액화사이클의 LNG 열교환기의 열량이 증가하게 된다. 따라서 위의 결과로부터 C3H8- C2H4-C1H4용 초저온 액화사이클의 성능계수(COP)는 약 14.6% 정도 감소하였다.

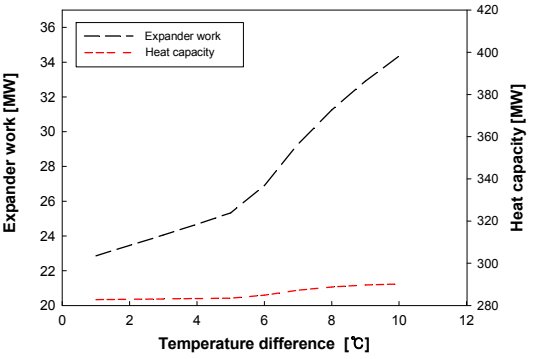
Fig. 5는 Fig. 1의 CO2-N2O-N2용 초저온 액화사이클의 성능계수, 압축기 일량, 팽창기 일량, LNG 열교환기의 열량을 LNG 열교환기내 온도차의 변화에 따라 나타낸 것이다.

Fig. 5 (a)로부터, CO2-N2O-N2용 초저온 액화사이클의 압축기 일량은 약 29.9% 정도 증가하였다. 그 이유를 살펴보면, LNG 열교환기내 온도차가 증가할수록 CO2와 N2O 사이클내 냉매 순환량이 각각 감소하여 CO2 사이클내 저단과 중단 압축기의 일량, N2O 사이클의 저단과 고단 압축기 일량은 감소한다. 하지만 CO2 사이클내 고단 압축기의 경우는 LNG 열교환기 Ⓐ에서 N2O 사이클의 응축이 일어나고 LNG 열교환기내 온도차의 증가로 인해 LNG 열교환기 Ⓐ내 N2O 사이클의 응축 온도와 압력 또한 증가한다. 그러므로 냉매량이 감소하더라도 CO2 사이클내 고단 압축기의 일량은 증가한다. 따라서 N2 사이클내 압축기 일량의 급격한 증가로 인해 CO2 -N2O-N2용 초저온 액화사이클의 압축기 일량은 증가하게 된다. 그리고 CO2-N2O-N2용 초저온 액화사이클의 성능계수는 약 19.6% 정도 감소하였다. 이는 Fig. 5 (a)의 압축일량 증가율에 비해서 Fig. 5 (b)의 LNG 열교환기 열량의 증가율이 훨씬 작기 때문이다.

Fig. 5 (b)로부터 알 수 있듯이, LNG 열교환기내 온도차가 1~5인 경우에는 조금 증가하다가 온도차가 6~10인 경우에는 많이 증가한다. 그 이유는 먼저 LNG 열교환기내 온도차가 1~5로 증가할 때, LNG 열교환기 Ⓒ의 피드가스 온도차가 증가함으로 N2 사이클 냉매순환량이 증가한다. 따라서 N2 사이클의 영향으로, LNG 열교환기내 온도차(1~5)인 경우에는 전체 열교환량이 소폭 증가한다. 반면에 LNG 열교환기내 온도차(6~10)인 경우에는 전체 열교환량이 전자보다는 더 급격하게 증가함을 알 수 있다.



(a) COP and compressor work



(b) Expander work and heat capacity

Fig. 5 COP, compressor work, expander work and heat capacity in LNG heat exchanger of CO_2-N_2O-N_2

Fig. 5 (b)로부터, LNG 열교환기의 열량은 약 2.6% 정도 증가하였으며, 팽창기 일량은 50.2% 정도 증가하였다. 그 이유는 LNG 열교환기내 온도차가 증가할수록 '압축기 일량 증가'에서 언급한 것과 같이, N2 사이클내 냉매량이 증가하고 또 팽창기 입구 압력이 증가하기 때문에 팽창일이 증가한다.

5. 결 론

본 연구에서는 3개의 액화사이클에 대해서 열교환기 효율이 성능에 미치는 영향을 살펴보았으며, 그 결론은 아래와 같다.

본 연구에서 고려하고 제안한 3개의 액화사이

클의 성능계수, 압축일량, LNG 열교환기 열량, 팽창기 일량 등은 LNG 열교환기의 온도차에 영향을 받음을 확인할 수 있었다. 그 중에서 압축기와 팽창기의 일량이 가장 크게 변하는 것을 알 수 있었다.

액화사이클의 성능계수 측면에서는C3H8-C2H4-C1H4 액화사이클이 우수하다. 그러나 환경친화적인 측면을 고려해보면, CO2-C2H6-N2 액화사이클이 유리하리라 판단된다. 하지만, CO2-C2H6-N2와 CO2-N2O-N2 액화사이클 중 N2 냉동사이클의 압축기 일량이 상당히 증가하므로, 다른 냉매로 대체할 경우, 성능계수가 보다 향상될 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2012학년도 부경대학교의 지원을 받아 수행된 연구임.(PK-2012-61)

References

1. Y. S. Yoon, 2008, "Gas Plant Agency's detailed plan of Korea Gacs Corporation", pp. 22-29.
2. D. L. Andress., 1996, "The Phillips Optimized Cascade LNG Process a Quarter Century of Improvement". The Permission of the Institute of Gas Technology.
3. Y. Kikkawa et. al., 1997, "Development of Liquefaction Process for Natural Gas". Journal of Chemical Engineering of Japan. Vol. 30. No. 4. pp. 625-630.
4. L. Terry., 1998, "Comparison of Liquefaction Process". LNG Journal 21. No. 3. pp. 28-33.
5. W. Sheng Cao et. al., 2006, "Parameter Comparison of Two Small-scale Natural Gas Liquefaction Process in Skid-mounted Packages". Applies Thermal Engineering. No. 26. pp. 898-904.
6. L. Y. Liu et al., 1998, "LNG liquefier efficiency", Proceeding of the LNG 12, Institute Gas Technology, Perth.
7. W. Foerg et al., 1998, "A new LNG base load process and the manufacturing of the main heat exchanger", Proceedings of the LNG 12, Institute Gas Technology, Perth, WA, Australia.
8. K. J. Vink, R. K. Nagelvoort, 1998, "Comparison of base load liquefaction process", Liquefied Natural Gas, pp. 1-15.
9. J. I. Yoon et al., 2012, "Efficiency and exergy analysis of new liquefaction cycles applied for LNG FPSO," Journal of the Korean society of marine engineering, Vol. 36, No. 5, pp. 574-579.
10. J. I. Yoon et al., 2012, "Characteristics of cryogenic cascade refrigeration cycle for liquefaction of natural gas with the pressure drop of heat exchanger" Journal of the Korean society of marine engineering, Vol. 36, No. 6, pp. 756-761.
11. HYSYS 7., Documentation. Customization Guide. AEA Technology-Hyprotech, Ltd: Calgary; Canada.