

LNG 고압펌프 운전유량 조절에 따른 공정운영 개선방안 연구

† 김 동 혁 · 이 정 환 · 김 호 연 · 백 영 순
한국가스공사 연구개발원
(2004년 9월 1일 접수, 2004년 9월 30일 채택)

A study on the improvement of process operation through the adjustment to the flow rate of LNG HP pump

D. H. Kim · J. H. Lee · H. Y. Kim and Y. S. Baek

R&D Division, Korea Gas Corporation

(Received 1 September 2004 ; Accepted 30 September 2004)

요 약

본 연구는 LNG 기지 내 주요 프로세스 설비인 LNG 고압펌프의 운전유량 및 토출압력을 조절함으로써 공정운영 조건을 개선하기 위해 수행되었다. 공정 해석 시뮬레이터인 ASPEN PLUS를 사용한 고압펌프의 실제 운전 성능분석 및 천연가스 송출부하 분석을 통하여 계절별 적정 LNG 고압펌프 토출유량을 결정하였고 그 결과는 현장운전에 적용되었다. 이로 인하여 고압펌프 소모 전력비용을 낮출 수 있으며, LNG기지 내 운영 프로세스 압력을 감소시켜 보다 안전한 기지운영을 유도할 수 있었다.

Abstract - This study has been carried out to improve the conditions of process operation through the adjustment to the flow rate and outlet pressure of LNG HP pump, one of the main process facilities, in LNG receiving terminal. We have determined optimum flow rate and applied it to the field operation by analyzing the field operating performance for all the HP pumps and the load of natural gas supply in seasonal using the ASPEN PLUS. As a results, we have get the electric cost saving for the HP pump operation and derived contribution to safety operation by reduced the LNG process pressure.

Key words : LNG, Pump, ASPEN, Process, Optimization

1. 서 론

국내 천연가스의 경쟁력을 제고(提高)를 위해 한국가스공사에서 운영중인 LNG (Liquified Natural Gas) 기지에 대한 안전 및 환경을 고려한 경제적인 LNG 기지 운전의 중요성이 더욱 커지고 있으며, 이에 대한 최적 운전모드를 제시하기 위한 개선방안 연구가 절실히 필요한 상태로서 각 LNG 기지에서는 현장 공정개선을 통한 기지운영 안정화와 운영비용 감소에 많은 노력을 기울이고 있다.

Fig. 1은 LNG 기지에 대한 개략도로서 메탄 가스가 주성분인 LNG는 물질의 특성상 상온에서는 액화되지 않고, 약 -158°C ($1.13\text{kg}/\text{cm}^2, \text{abs}$)로 온도를 낮추어야만 액화될 수 있다. 따라서 수입된 LNG는 극 저온 상태에서 탱크에 저장되고, 각 수요처로 공급될 수 있는 추진력을 얻도록 저압(LP : Low Pressure) 및 고압(HP : High Pressure) LNG 펌프를 통해 가압된다. 가압된 LNG는 해수 고압기화기 및 연소식 고압기화기에서 기화과정을 거쳐, 주배관 공급망을 통해 전국 수요처에

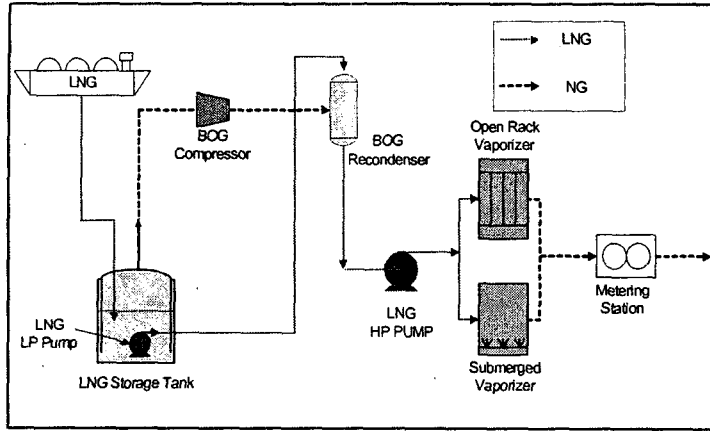


Fig. 1. Schematic diagram of LNG receiving terminal.

공급된다. LNG 기지의 경우 상기와 같은 LNG 공급공정이 1개 혹은 2개 라인으로 구분되어 운영되고 있다.

LNG 고압펌프의 토출압은 평균 83~88kg/cm²,G이나 주배관 송출압력은 54~70kg/cm²,G로서 주배관 송출 전 천연가스(NG: Natural Gas)는 감압과정을 거쳐 송출되고 있어서 LNG 고압펌프는 적정 승압을 초과한 운전을 하고 있다. 따라서 LNG 고압펌프의 적정 송출유량을 분석하여 토출압력을 감소시킬 수 있는데 이럴 경우 전체 LNG 고압펌프 소모 전력비용을 감소할 수 있으며, LNG 운영 프로세스 압력을 감소시켜 보다 안전한 기지운영을 유도할 수 있다.[1]

본 연구는 LNG 고압펌프의 현장 운전성능 시험을 실시하고, 공정분석용 전용 전산 시뮬레이터(ASPEN PLUS)를 사용하여 LNG 고압펌프 정격운전 및 송출유량 변경에 따른 실제 운전 성능분석과 이에 따른 계절별 적정 운전유량 결정 등을 분석하였다.

2. 기본 이론 및 분석대상 고압펌프 사양

2.1. LNG 물성계산

본 연구에서 필요한 펌프의 유량별 양정, 축동력 소모량등을 계산하기 위해서는 혼합물인 LNG의 주어진 상태에서의 엔탈피, 밀도등에 대한 정확한 물성계산이 요구된다. 이러한 물성계산을 위해서 적용된 열역학 상태방정식은 천연가스 분석에 가장 적합한 Peng-Robbinson 식을 적용하

였다. 아래와 같이 나타낸 Peng-Robbinson 식에서 P, Pc는 시스템의 압력과 임계압력을 T, Tc는 온도와 임계온도, R은 기체상수를 의미하며 ω는 이심인자(acentric factor)로 물질마다 특정 고유치를 갖는다.[2],[3]

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b) + b(v-b)} \quad (1)$$

$$\text{여기서, } a(T) = 0.45724R^2 \frac{T_c^2}{P_c} \alpha(T)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c}$$

$$\sqrt{\alpha} = 1 + \chi \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right)$$

$$\chi = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

또한 분석의 일관성 있는 계산을 위하여 적용된 LNG 조성은 실제 LNG 저장탱크 내에 존재하는 LNG의 대표적인 즉 가장 보편적인 조성을 적용하였다. 적용된 LNG의 조성은 비중 0.455로서 methane, ethane, propane, iso-butane, n-butane, nitrogen 각각 Mole %로서 89.26, 8.64, 1.44, 0.27, 0.35, 0.04 이다.

2.2. LNG 고압펌프의 전양정

LNG 고압펌프를 포함한 일반적인 펌프 성능분석에 있어서 운전유량 점에서의 펌프 압력차(토출압-인입압)은 펌프 제작사가 제공하는 유량-양정곡선에 기초하며 이 곡선을 기준으로

하여 실제 운전에서의 성능과 비교한다. 펌프의 압력차는 작동유체의 밀도 차이에 의해 동일 운전 유량조건에서 변화가 발생하나 양정은 펌프 내 임펠러에 의해 발생하는 속도항에만 관련되므로 작동유체의 상태변화에 영향을 받지 않는다. 뒤에 언급하겠지만 LNG 고압펌프의 경우 계절별 인입 LNG의 온도변화에 따라 밀도차가 발생하며 그 영향은 무시할 수 없다. 따라서 LNG 고압펌프의 운전성능 시험 및 분석을 위해서는 압력차뿐만 아니라 양정에 대해 LNG 물성을 고려한 정확한 계산이 필요하다.

펌프 성능분석에 있어서 적용되는 에너지 보존식인 베르누이 식에 의해서 펌프가 가압하여야 할 수두인 전양정(H)은 간단히 다음과 같이 표현된다.[5],[6],[7]

$$H = [(P_2 - P_1)/(\rho \cdot g) + (Z_2 - Z_1) + (V_2^2 - V_1^2)/2g] + h_L \quad (2)$$

여기서, P는 압력, Z는 높이 차이, V는 속도를 의미하며, 하첨자 1과 2는 각각 펌프 흡입구 및 토출구를 의미한다. 식(2)에서 높이 차이(Z), 속도수두($V^2/2g$), 마찰손실(h_L)은 거의 무시할 수 있으므로

$$H = (P_2 - P_1)/(\rho \cdot g) \quad (3)$$

로 즉 펌프의 전양정은 토출단과 인입단 압력 차이를 밀도(ρ)와 중력가속도(g)의 곱으로 나눈식으로 나타낼 수 있다.

Fig. 2에서 보듯이 LNG 인입온도가 감소함에 따라 밀도는 증가되므로 식(3) 의해서 동일한 양정조건에서 밀도 증가는 정압(static pressure) 즉 게이지 상에서 측정가능한 압력(토출압)을 증가시킨다. LNG 밀도 증가는 토출압 뿐만 아니라 동력소모량도 증가시킨다.

$$L_{th} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (4)$$

$$L_s = L_{th} / \eta_p = (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) / \eta_p \quad (5)$$

식(4)은 펌프에 의하여 작동유체에 압력상승을 위해서만 주어지는 최소 동력(펌프효율 100% 조건)인 수동력(hydraulic horse power)에 대한 식으로서 식에서 보듯이 밀도(ρ)의 증가는 바로 동력증가로 나타난다 식(5)는 펌프의 효율(η_p)을 고려한 축동력(brake horse

power)로서 실제 기계적인 마찰 등으로 인해서 저하된 효율은 축동력을 증가시키며 이는 바로 작동유체인 LNG의 온도상승에 직접적인 영향을 준다.

2.3. LNG 고압펌프 기술 사양

현재 운영중인 LNG 고압펌프 형식은 원심 펌프로서 성능별 두 종류로 A블럭 계열(16기)와 B블럭 계열(11기)로 각각 구분된다. 여기서 A, B블럭의 의미는 LNG 기지에서 Fig 1.에서와 같은 천연가스 공급공정이 2개의 라인으로 구분되어 있기 때문에 편의상 A, B블럭으로 명명한 것이다.

각각의 종류에 대해 기술사양서에서 제시한 LNG 고압펌프에 대한 주요 기술 사양은 Table 1과 같으며, 모터 제원은 3Phase/60Hz/3600rpm/6,600V 이다.

3. LNG 고압펌프 송출유량 변경을 통한 운전성능 시험

본 연구에서는 LNG 고압펌프 각각에 대하여 송출유량을 증가시키면서 측정된 운전 데이터를 적용하여 펌프의 양정(토출압), 축동력 소모량, 펌프 효율 등을 분석한 사항을 기술하고자 한다. 측정은 현장에 설치된 운용중에 있는 계측기(유량, 온도, 압력, 전류, 전압 게이지 등)를 이용하였다. 그러한 성능시험의 목적은 제작사가 제시한 LNG 고압펌프 성능치가 아닌 현장에서 운영되면서 나타나고 있는 실제 운전성능을 기초로 하여 계절별 기지운영 부하 조건에 맞는 적절한 송출 유량점을 결정하기 위함이다. 시험은 2003년 8월 기간동안 실시하였으며 방법은 A, B 블럭 전체 펌프에 대하여 각각마다 단독운전 형태를 취하여 수행하였다.

A, B블럭 펌프의 실제 운전유량 범위는 230 ~ 250 m^3/h 정도로 시험시 펌프들에 대한 유량 증가점은 A블럭의 경우 250 m^3/h → 265 m^3/h → 280 m^3/h → 295 m^3/h → 310 m^3/h 그리고 B블럭 펌프의 경우는 250 m^3/h → 260 m^3/h → 270 m^3/h → 280 m^3/h 로 실시하였다. A블럭 펌프의 유량 증가범위가 B블럭에 비해 상대적으로 큰 이유는 A, B블럭 펌프의 정격운전 사양은 동일하고 또한 성능곡선에 나타난 여러 운전 성능치 또한 가변유량 범위에 대하여 매우 유사하게 나타나 있으나, 실제 운전성능에 있어서 A블럭보다 B블럭 펌프가 동일 유량 조건에서 토출압 및 효율이 상대적으로 더 많이 저

Table 1. Technical specification for LNG high pressure pump.

| 구 분 | 단위 | A블럭 계열 | B블럭 계열 |
|--|-------------------|-----------|-------------|
| Type | | Vert. can | Submergible |
| Speed(impeller) | rpm | 3,560 | 3,588 |
| Flow at rated conditon | m ³ /h | 265 | 265 |
| Flow at best efficiency point | m ³ /h | 312.6 | 280 |
| Minimum continuos flow | m ³ /h | 97 | 106 |
| Maximum flow on full dish. valv open | m ³ /h | 391 | 360 |
| Differential head at rated condition | m | 1,722 | 1,722 |
| Differential head at best efficiency point | m | 1,580 | 1,675 |
| BHP at rated condition | kW | 714 | 713 |
| Efficiency at rated condition | % | 78 | 78 |
| Efficiency at best efficiency point | % | 79 | 79 |
| NPSHR at rated condition | m | 8.3 | 1.39 |
| NPSHR at best efficiency point | m | 9.4 | 1.42 |
| Motor rated horse power | kW | 850 | 900 |

Table 2. Calculation for inlet flow of LNG HP pump.

| | Measured data(field) at inlet | | Measured data(field) at outlet | | | Inlet flow calculated (m ³ /h) | heat duty calculated (kW) |
|--------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------|---|---------------------------|
| | Temp. (°C) | Press. (kg/cm ² ,G) | Temp. (°C) | Press. (kg/cm ² ,G) | Flow (m ³ /h) | | |
| Case 1 | -133.97 | 8.54 | -129.40 | 83.05 | 246.67 | 242.40 | 701.32 |
| Case 2 | -132.98 | 8.34 | -128.66 | 80.50 | 261.80 | 257.48 | 713.73 |
| Case 3 | -137.99 | 8.49 | -132.9 | 74.17 | 295.49 | 290.07 | 787.29 |
| Case 4 | -134.53 | 8.53 | -130.37 | 73.90 | 310.28 | 305.44 | 759.30 |

하되어 있기 때문에 B블럭 펌프의 경우 대부분의 경우에 있어서 유량을 더 증가시킬 경우 토출압 저하에 의해 유량 증가가 이루어지지 않으며, 또한 일부 펌프에 있어서는 효율저하에 의해 축동력 소모량이 크게 증가하여 자칫 모터 정격용량인 900kW를 초과하는 과부하 운전상태를 유발할 경우가 발생할 우려가 있었기 때문이다.

3.1. LNG 고압펌프 인입 및 토출단 조건을 이용한 인입 유량 계산

LNG 고압펌프 제작사가 제시한 기술 데이터(Table 1)에서 적용된 유량조건은 인입단에

서의 부피유량이다. 따라서 본 유량별 펌프 운전성능 분석 또한 인입유량을 기준으로 적용하여야 한다. 그러나 LNG 고압펌프에 설치되어 있는 현장 유량계는 펌프 토출단에만 위치하고 있기 때문에 현장에서 계측된 인입단 온도, 압력조건과 토출단 유량, 온도, 압력 조건을 가지고 시뮬레이터(ASPEN PLUS)내의 volume, density 등 LNG 물성데이터를 이용하여 인입유량(m³/h)을 계산하였다.[4]

펌프 인입단과 토출단에서의 LNG 유량의 경우 질량유량은 동일하겠지만 부피유량은 차이가 발생하게 된다. 그러한 이유는 펌프 토출단에서의 온도상승이 LNG 밀도를 변화시켜

발생된 것으로 이를 고려하여야 한다. 그러나 일반적으로 물(water)을 작동유체로 사용하는 대부분의 펌프의 경우는 토출단 온도상승에 따른 밀도의 변화량이 상대적으로 적기 때문에 부피의 변화를 고려하지 않는다.

Table 2는 본 LNG 고압펌프 운전성능 시험에서 얻어진 데이터를 이용하여 인입단에서의 유량을 계산한 몇가지 예를 보여주고 있다. Table에서와 같이 약 4~5m³/h 정도 인입단의 유량이 적게 형성되고 있다. 그러한 이유는 토출단 온도상승에 기인한 LNG의 밀도감소에 의해 형성된 것이며 heat duty(kW)는 인입단에서 토출단으로 상태변화에 필요한 엔탈피 차이를 계산한 것이다.

3.2. LNG 고압펌프의 운전성능 특성

운전성능 시험시 LNG 고압펌프에 인입되는 LNG의 온도는 -134℃ ~ -138℃였다. 일반적으로 동절기(12, 1, 2월)의 경우는 LNG 인입온도가 -150℃ ~ -155℃이며 춘추절기(3, 4, 11월)의 경우 -150℃ ~ -140℃, 운전성능 시험 시기였던 하절기(5 ~ 10월)의 경우 -140℃ ~ -130℃ 정도의 분포를 보이고 있다. 각 계절에 해당되는 월은 LNG 인입온도 분포를 기준으로 정한 것이다.

본 연구에서는 계절에 따라 변화되는 LNG 인입온도가 펌프 운전성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 LNG 인입온도가 -130℃에서 -155℃로 변화될 때 토출압 등 펌프운전 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 하절기와 동절기에 있어서 LNG 밀도변화에 의해서 동일유량 조건에서 펌프 토출압에 변화가 생기기 때문에 계절별 적정 송출유량을 분석하기 위해서는 이러한 LNG 인입온도 변화에 의한 밀도변화 그리고 토출압 변화를 고려하여야 한다. LNG 인입온도 -130℃는 하절기 인입온도가 높을 경우 발생할 수 있는 온도이며, -155℃는 동절기 천연가스 송출유량이 증가하여 LNG 고압펌프 송출유량이 증가할 때 발생하는 인입온도이다.

Fig. 2는 LNG 고압펌프 인입압력에 해당하는 8.37kg/cm²,G 정도에서의 LNG의 온도별 비중(specific gravity)을 시뮬레이터(ASPEN PLUS)의 LNG 물성데이터를 이용하여 계산한 그래프이다. 여기에서 LNG 밀도(kg/m³)는 비중에 1000을 곱한 수치로 가령 비중 0.455는 455kg/m³이다. LNG 온도가 -155℃와 -130℃에서의 차이는 0.03732이다.[4]

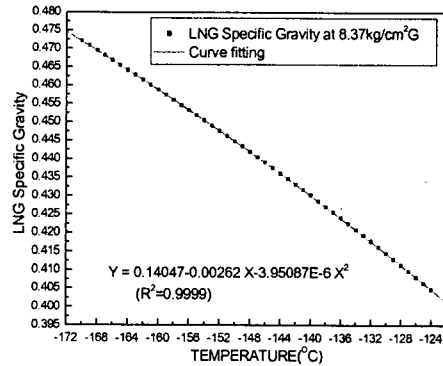


Fig. 2. Calculated LNG specific gravity.

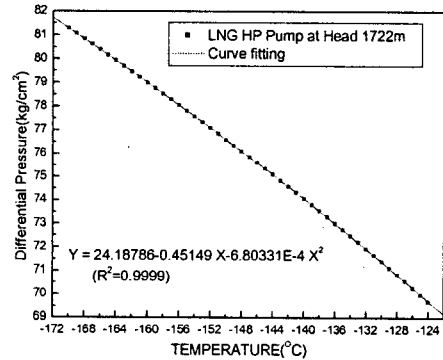


Fig. 3. Pump differential pressure (outlet-inlet).

Fig. 3은 1, 2공장 LNG 고압펌프 정격운전 조건인 265m³/h, 전양정(Total dynamic head) 1,722m 조건에서의 LNG 인입온도별 압력차(토출-인입)를 분석한 그래프이다. 그림에서 LNG 인입온도 -155℃에서의 압력차는 77.81kg/cm²이나 인입온도가 -130℃일 경우 압력차는 71.39kg/cm²로서 그 차이는 6.42kg/cm²를 보이고 있다. 이렇게 온도에 따라 압력차에 변화가 발생하는 것은 LNG 온도변화에 따른 밀도가 변화하기 때문이다.

4. 결과 및 분석

4.1. 고압펌프 유량별 압력차(Δ Press.) 분석

실제 운전성능을 기초로 하여 계절별 기지운영 부하조건에 맞는 적절한 송출 유량점을 결

정하기 위하여 제일 중요한 분석 데이터는 각각의 펌프마다 보이고 있는 LNG 인입온도에 따른 유량별 압력차 선도이다. 계절별 주어진 조건에서 펌프의 송출압력에 의해 적정 송출 유량점이 결정되기 때문이다. 아래 Fig. 4, 5는 운전성능 실험을 한 A, B 블럭 22기 중 2기에 대해 현장 실 운전 테스트에 의한 분석치를 LNG 인입온도 -130°C , -140°C , -150°C (그림에서 각각 T130, T140, T150으로 표시됨) 조건으로 재계산한 유량별 압력차와 기술 사양서에서 제시된 압력차 선도(그림에서 RATED로 표시됨)를 나타내고 있다.

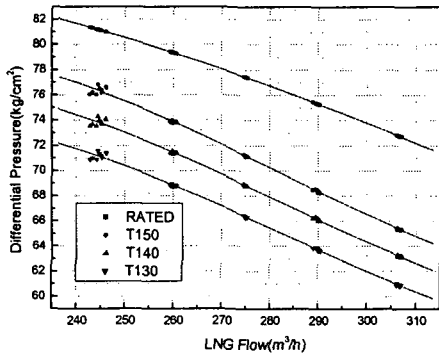


Fig. 4. Case 1 Calculated differential pressure curve.

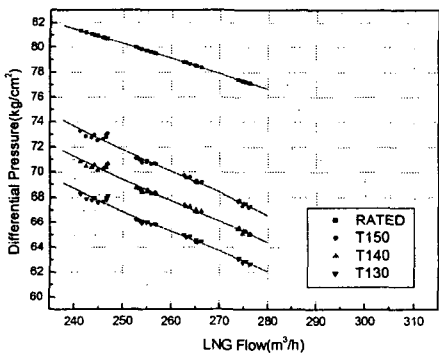


Fig. 5. Case 2 Calculated differential pressure curve.

그림에서 보듯이 기술 사양서에서 제시된 조건이 동일 유량에서 제일 높게 나옴을 알 수 있다. LNG 인입온도 -130°C , -140°C , -150°C 각각의 조건은 해당 펌프들의 실제 조건에 대한

것으로서 LNG 인입온도가 낮을 수록 밀도가 증가하기 때문에 압력차가 더욱 높게 나오게 된다.

펌프마다 실제 조건에 대한 압력차 수치는 모두 다르며, 일반적으로 동일 유량조건에서 압력차가 다른 펌프에 비하여 낮게 형성된다는 것은 그만큼 펌프 실제 성능에 따라 토출압 저하현상이 비교적 심하다는 것을 의미한다. 또한 이 경우 대부분의 펌프에 있어서 실제 효율 저하 역시 훨씬 더 많이 일어난다.

해당 계절에 적용하여야 할 LNG 인입온도 기준을 설정하기 위해서는 그 기간에서 LNG 온도 범위에서 가장 높은 온도를 기준으로 적용하여야 한다. 가령 동절기의 경우 LNG 온도는 -155°C ~ -150°C 정도를 보이고 있고 이럴 경우 -150°C 를 기준으로 적용한다는 의미이다. 그 이유는 동일 유량에서 펌프 압력차(토출압-인입압)는 LNG 밀도차에 의해 -150°C 보다 -155°C 일 때가 일반적으로 약 1.2 ~ 1.3kg/cm 정도 높게 형성된다. 이 때 온도 적용을 -155°C 로 적용하여 분석된 송출유량 자료를 자칫 LNG 인입온도가 -150°C 로 형성된 시점에 적용한다면 토출압 저하에 의해 그 유량이 형성되지 못할 수 있기 때문이다. 그러나 -150°C 로 적용할 경우는 그 보다 더 압력차가 높은 LNG 인입온도 -155°C 조건에서의 유량을 만족시킬 수 있기 때문이다. 따라서 이러한 방식으로 기준을 정할 때 동절기는 -150°C , 춘추절기는 -140°C , 하절기는 -130°C 를 적용하였다.

4.2. 계절별 LNG 고압펌프 적정 송출유량 분석

LNG 인입온도 -150°C 가 적용되는 동절기의 경우 최대 확보해야할 천연가스 주배관 압력(Fig 1.에서의 메터링 시스템 토출단 압력)은 $70\text{kg/cm}^2\text{G}$ 이다. 따라서 이 압력을 확보할 수 있는 LNG 고압펌프 적정 송출유량은 분석하였다.

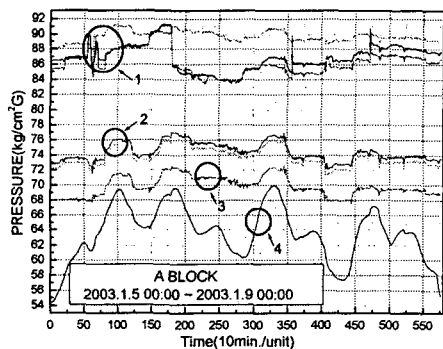


Fig. 6. LNG process pressure distribution.

위 그림은 A블럭에 대한 동절기 LNG 프로세스 압력분포를 나타낸 것으로서 LNG 고압펌프 토출압력(1) → 고압펌프 토출라인 헤더(Common line) 압력(2) → 메터링 인입단 압력(3) → 메터링 토출단 압력(4 : 주배관 압력)에 대한 분포도로서 LNG 고압펌프 토출압력은 해당시점 전체시간을 가동했던 당시 펌프들의 토출압이다. 각 그림에서 X축인 시간은 해당 기간에 대해 10분 단위로 나타낸 것이다. 따라서 X축 처음(0)부터 일 때는 8일 00시 00분이며 끝부분은 9일 00시 00분을 가르킨다. 동기간 B블럭의 경우 펌프 성능차에 의하여 LNG 고압펌프 토출압은 A블럭과 차이가 발생하나 그 이후라인 압력(2, 3, 4번 압력)은 위 그림과 동일하다.

이 시점에서 송출량은 최대 송출량에 거의 육박하는 송출부하를 보이고 있었으며 주배관 압력은 LNG 기지에서 요구하는 최대 주배관 압력인 $70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 를 가르키고 있다. 즉 송출유량이 조절되어도 개별 LNG 고압펌프는 이 주배관 압력을 확보할 수 있는 펌프 토출압력을 유지하여야 하므로 이 상태를 기준으로 분석하여야 한다.

그림에서 주배관 압력이 $70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 일 때 메터링 인입단 압력은 $72\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 를 가르키고 있다. 또한 고압 LNG common line의 압력은 $76\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 를 가르키고 있다. 해당시점에서 송출유량은 최대 송출량에 육박하고 있었기 때문에 고압 LNG Common line와 주배관 사이의 배관 압력로스 는 최대였다. 따라서 최대 송출량에 기인하는 배관 내 압력로스를 고려시 고압 LNG Common line와 주배관 사이의 압력구배는 $6\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 이 필요함을 알 수 있다.

LNG 고압펌프 토출단에서 고압 LNG common line 사이의 압력 구배는 LNG 고압펌프 유량증가 테스트시 A블럭($310\text{m}^3/\text{h}$), B블럭($280\text{m}^3/\text{h}$)에서도 그 유량이 형성되었던 압력차 2kg/cm^2 를 적용할 경우 주배관 압력 $70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 을 유지하기 위해 필요한 고압 LNG 펌프 토출압은 최소 $78\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 가 필요한 것으로 분석되었다.

동절기 A, B블럭 LNG 고압펌프의 필요한 토출압 $78\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 에 최소 $2\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 의 여유를 두어 실제 토출압이 최소 $80\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 이상을 전체 펌프가 만족하며 토출압이 가능한한 등압조건을 만족하기 위해서 필요한 운전유량은 개별펌프 성능실험 자료에 기초하여 A블럭

은 $280\text{m}^3/\text{h}$, B블럭은 $260\text{m}^3/\text{h}$ 로 분석되었다. 기존 LNG 고압펌프의 운전유량은 A, B블럭 $230 \sim 250\text{m}^3/\text{h}$ 였다.

이 운전상태에서 1, 2공장 공통으로 메터링 인입단 압력 최대 $72\text{kg/cm}^2, \text{G} \sim 73\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 유지와 고압펌프 토출라인 헤더(common line) 압력은 최대 $76\text{kg/cm}^2, \text{G} \sim 77\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 유지가 필요하다.

다음은 LNG 고압펌프 인입단 LNG 온도가 -140°C 가 적용되는 춘추절기에 대해 분석하였다. 춘추절기 LNG 고압펌프에 대한 송출유량 조절을 분석하기 위하여 선행되어야 할 것은 메터링 토출단 운전 압력범위이다.

주배관 천연가스 공급 압력(주배관 측 메터링 토출단 압력)의 기존 운전압력 범위는 $54\text{kg/cm}^2, \text{G} \sim 70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 정도이다. $70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 는 천연가스 수요가 가장 증가하는 동절기 운전에 있어서 최대로 확보되어야 할 운전압력이다. 그러나 송출유량은 동절기에 비해 춘추절기가 많이 감소되어 있어 주배관 압력을 $70\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 까지 확보하여야 할 필요는 없어진다. 춘추절기 주배관 압력 분포는 실제 대부분의 경우 $66\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 미만에서 운전된다. 따라서 메터링 토출단 압력 $66\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 를 확보하기 위해 A, B블럭 LNG 고압펌프에서 필요한 최소 토출압은 $74\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 이며, 여기에 $2\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 의 여유를 둘 경우 실제 토출압이 최소 $76\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 이상을 전체 1, 2공장 펌프가 만족하며 A, B블럭 펌프 토출압이 가능한한 등압조건을 만족하기 위해서 필요한 운전유량은 개별펌프 성능실험 자료에 기초하여 A블럭은 $280\text{m}^3/\text{h}$, B블럭은 $265\text{m}^3/\text{h}$ 로 분석되었다. 이는 동절기 송출유량 증가에 의한 운전유량 부하와 유사하다.

이 운전상태에서 1, 2공장 공통으로 메터링 인입단 압력 최대 $68\text{kg/cm}^2, \text{G} \sim 69\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 유지와 고압펌프 토출라인 헤더(common line) 압력은 최대 $72\text{kg/cm}^2, \text{G} \sim 73\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 유지가 필요하다.

마지막으로 LNG 고압펌프 인입단 LNG 온도가 -130°C 가 적용되는 하절기에 대해 분석하였다. 이 기간에 적용할 수 있는 메터링 토출단 압력은 현장 담당자와 협의시 춘추절기와 동일하게 최대 $66\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 로 적용하였다. 그러한 이유는 하절기가 춘추절기에 비해 메터링 운전압력 분포가 비교적 낮게 위치하나 최대 운전압력을 최대 $66\text{kg/cm}^2, \text{G}$ 이하로 낮출만큼

그 운전압력 차이가 심하지 않기 때문이다.

따라서 춘추절기와 마찬가지로 실제 A, B블럭 LNG 고압펌프 토출압이 최소 $76\text{kg/cm}^2\text{G}$ 이상을 전체 펌프가 만족하는 유량을 결정하여야 한다. 개별펌프 성능실험 자료에 기초하여 그러한 조건을 만족하는 유량점은 1공장 $260\text{m}^3/\text{h}$, 2공장 $245\text{m}^3/\text{h}$ 정도로 분석된다. 이러한 유량은 실제 1, 2공장 하절기 운전유량이다. 1, 2공장의 실제 하절기 운전은 약 $230 \sim 250\text{m}^3/\text{h}$ 정도의 유량분포를 보이고 있다.

하절기 LNG 인입온도는 약 $-134 \sim -138^\circ\text{C}$ 를 일반적으로 보이고 있기 때문에 이러한 온도를 고려할 때 하절기의 경우는 송출유량을 기존보다 더 증가시키기 위해서는 메터링 토출단 압력을 더 낮추어야 하나 이는 현실적인 운영측면에서 어렵다. 따라서 하절기의 경우 송출유량 증가는 불가능하다고 분석되었다.

결론적으로 계절별 부하조건에서 송출유량 증가는 동절기, 춘추절기에는 적용되나 하절기에는 적용이 힘들다.

계절별 LNG 고압펌프 송출유량 조절에 따른 운전비용 절감액을 2003년 운전조건 기준으로 분석할 경우 해당 적용시점인 동절기, 춘추절기에 대해 총 27기 펌프에 대해 LNG 고압펌프 1만시간 정도 가동시 절감액은 약 20,000천원 정도로 분석되며 통상 5만시간 가동시 연간 1억 원 정도 운전비용 절감효과를 얻게 된다.

8. 결 론

계절별 LNG 고압펌프에 대한 주어진 부하 조건에서의 적정 송출유량 운전은 LNG 토출압력을 감소시켜 전체 LNG 고압펌프 소모 전력비용을 감소할 수 있으며, 또한 LNG 운영 프로세스(LNG 고압펌프 → 기화기 → 메터링 시스템)압력을 감소시켜 보다 안정적인 기지운영을 유도할 수 있다.

펌프들의 개별 운전성능 시험 자료에 근거해 분석된 계절별 적정송출유량을 정리하면 인천 기지 LNG 고압펌프의 기존 대당 평균유량은 $230\text{m}^3/\text{h} \sim 250\text{m}^3/\text{h}$ 정도였고 적정 송출유량

변경점은 펌프 개별 성능조건과 계절별 LNG 인입온도 및 송출 부하조건을 고려시 동절기인 1, 2, 12월에는 A 블럭, B블럭 각각 $280\text{m}^3/\text{h}$, $260\text{m}^3/\text{h}$ (주배관 압력 최대 $70\text{kg/cm}^2\text{G}$), 춘추절기인 3, 4, 11월에는 각각 $280\text{m}^3/\text{h}$, $265\text{m}^3/\text{h}$ (주배관 압력 최대 $66\text{kg/cm}^2\text{G}$)로 분석 적용되었으나, 하절기인 5, 6, 7, 8, 9, 10월에는 각각 $260\text{m}^3/\text{h}$, $245\text{m}^3/\text{h}$ 로서 이 유량은 기존 운전유량 범위이므로 하절기에 있어서는 기존 운영방식이 바람직한 것으로 분석되었다. 이로 인해 발생하는 전력비용 절감액(고압펌프 5만시간/년 운전 적용)은 연간 약 1억원 정도로 분석되었다.

9. 감사의 글

본 연구는 한국가스공사 연구개발원의 연구비에 의해 수행되었으며, 많은 도움을 주신 이종호 기지장님, 홍영수, 송순종 과장님의 현장 운전 담당자분께 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

- [1] 한국가스공사, "LNG 생산기지 Process data book", 2002
- [2] K. S. Pedersen, "Properties of oils and natural gases", 1989
- [3] Tarek Ahmed, "Hydrocarbon phase behavior", 1989
- [4] Aspen Tech. Inc., "Aspen plus physical property methods and models ver. 12.1", 2004
- [5] Igor J. Karassik, "Pump hand book 2nd", 1986
- [6] 박한영 외 1인, "펌프 핸드북", 동명사, 2002
- [7] Val S. Lobanoff, Robert R. Ross, "Centrifugal pumps design & application", gul publishing company, 1992
- [8] Adrian Bejan, George Tsatsaronis, Michal Moran, "Thermal design and optimization", John Wiley & Sons Inc., 1996