



천연가스 정압기지의 압력강하를 이용한 터보팽창기 전력생산

†하종만 · 홍성호 · 유현석 · 김경천*

한국가스공사 연구개발원 신에너지기술연구센터, *부산대학교 기계공학부
(2012년 3월 9일 투고, 2012년 6월 15일 수정, 2012년 6월 15일 채택)

Turbo Expander Power Generation Using Pressure Drop at Valve Station in Natural Gas Transportation Pipeline

†Jong Man Ha · Seongho Hong · Hyun Seok You · Kyung Chun Kim*

New Energy Technology Research Center, R&D Division, Korea Gas Corporation, Ansan, Korea

*School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan, Korea

(Received March 9, 2012; Revised June 15, 2012; Accepted June 15, 2012)

요약

고압으로 수송되는 천연가스를 수요처에 공급하는 정압기지에서는 강제로 감압하여 보내준다. 이 때, 버려지는 압력에너지를 회수하는 방법으로 터보팽창기를 이용한 전력생산이 가능하며, 터보팽창기는 정압과 전력생산의 두 가지 기능을 동시에 수행하게 된다. 터보팽창기에서 생산되는 전력의 양은 유동전후의 엔탈피 차이이며, 경제성에 영향을 미치는 주요인자로는 설비비, 전력생산량, 예열량, 전력가격, 가스가격의 5가지이다. 입구와 출구의 압력과 온도조건이 고정되므로, 전력생산량은 결국 유량에 좌우된다. 따라서, 천연가스 수요의 계절별 수급변화 패턴에 따른 터보팽창기 적정용량을 결정하는 것이 경제성확보의 핵심기술이다. 유동량변화가 심한 경우의 전력생산량 산정법의 algorithm을 제시하였으며 이를 사용한 case study를 수행하였다.

Abstract - Natural gas through pipeline is supplied to consumers after its pressure gets down compulsorily. The waste pressure energy of this process can be restored by use of turbo expander which can produce electricity. So, turbo expander conducts two functions - pressure reduction and power generation. The power amount is the enthalpy difference between the inlet and outlet states. The five main factors which affect economic profit are facility price, produced power amount, pre-heating amount, electricity cost, and fuel gas cost. Power generation depends mainly on flow amount because inlet and outlet states are fixed. A methodology to estimate economy in irregular flow pattern is proposed and using this way, a case study was carried out.

Key words : pressure regulation, waste pressure, turbo expander, power generation, enthalpy-entropy diagram, economic evaluation

1. 서론

화석연료의 고갈에 따른 고유가와 에너지자원 확보의 문제, 그리고 화석연료 소비 시의 CO₂ 배출에 따른 기후변화 환경 문제는, 이미 전 세계적인 현안

으로써 그 해결책을 위한 부단한 노력은 경제적 문제일 뿐만 아니라 생존의 문제이기도 하다. 이에 따라 신재생에너지의 개발과 연구노력이 가속화되고 있으며 대규모 플랜트의 운영과정에서의 에너지소비 효율을 향상 시키고, 공정 중의 미활용 에너지를 효과적으로 회수하는 부분도 녹색정책의 일환으로 매우 중요하다 할 수 있다.

†주저자:jmha@kogas.or.kr

가스공사는 액화천연가스(LNG)를 LNG 인수기지에서 초저온으로 저장하였다가 배관망을 통하여 기체상태의 NG로 수요자에게 공급하는 공기업으로써, 안전하고도 안정적인 운영에 만전을 기하고 있는데, 더불어 환경 및 녹색사업에도 여러 가지로 노력하고 있다. LNG를 기화하여 전국 주배관망에 공급할 시, 장거리 수송이 가능하도록 고압인 70 bar에서 송출시킨다. 70 bar의 천연가스는 다시 전국 각 지점의 공급관리소(정압기지)에서 발전소나 도시가스사의 수요처로 보내질 때, 25 bar 나 8.5 bar로 정압기(pressure regulator)에 의해 감압된다. 결국, 고압으로 송출된 천연가스가 수요처로 보내 질 때는 강제로 감압됨으로써, 이 때 버려지는 압력에너지(이하 폐압)가 발생하고 그 양은 매우 많다고 할 수 있다.

이러한 폐압 에너지를 활용할 수 있다면, 미활용 에너지의 효율적 회수, 또는 재생에너지로의 환원이라는 측면에서 매우 바람직하다. 그런데, 버려지는 폐압 에너지는 정압기 대신 터보 팽창기(turbo-expander)를 사용함으로써 회수나 재생이 가능하다.

국내 가스배관망에서 감압이 이루어지는 곳은, 가스공사에서 화력발전소로 20여곳, 그리고 도시가스사로의 70여 곳, 수도권에서의 중간압 정압등이 있으며, 도시가스사에서는 지구정압과 일반수용가로의 지역정압에 이르기까지 여러 형태의 표준화된 정압기들이 설치 운영 중이며, 전국적인 배관망 확대에 따른 정압기의 설치 개수는 계속 증가하고 있는 중이다. 이와 같이 폐압 활용이 가능한 잠재적 에너지원이 매우 많음에도 불구하고 국내에서는 천연가스 감압 시의 터보팽창기 전력생산에 대한 검토와 관련연구가 이루어진 적이 없었다. 또한, 해외에서 실용화되고 있는 폐압활용 발전 운영에 대한 실질적인 자료를 구하기는 극히 어려운 실정이다.

이에 따라 가스공사에서는 배관망 공급계통에서 터보팽창기를 이용한 전력생산의 가능성에 대하여 타당성연구[1]를 수행하였고, 그 결과의 일부를 본 논문에서 발표하고자 한다. 시간별 유동량변화가 심한 수급유량패턴에서 전력생산량을 계산하는 algorithm을 제시하고, 사례분석을 통하여 폐압이용 전력생산의 규모와 경제성을 고찰하고자 한다.

II. 터보팽창기 개요

2.1. 터보팽창기 구조와 작동원리

터보팽창기와 관련부속품의 구조는 Fig. 1과 같다. 관내를 흐르는 고압 가스가 터빈형상의 블레이드 구조물을 통과하면서 감압 되는 데, 터빈을 회전시킴으로써 일(work)을 얻게 되며, 회전축을 발전기

에 연결하여 전기가 생산된다. Fig. 1에서 보여 지듯이 반경방향에서 유입되는 고압의 가스는 터빈블레이드를 회전시키면서 감압팽창되어 축방향으로 빠져나가는 데, 활꼴모양의 움직이는 장치인 IGV(inlet guide vane)의 각도조절로 유입량을 조정함으로써, 후단압의 압력조정이 이루어진다. 즉, 터보팽창기는 정압과 전력생산의 두 가지 기능을 동시에 수행하게 된다.

터보팽창기에서 얻어진 회전에너지를 이용하는 방법으로는 발전기와 연결하여 전기에너지로 변환시키는 형태(turbo expander-generator)가 있고, 압축기등의 회전기계를 구동하는 데 연결하여 사용하는 형태(turbo expander - compressor)가 있다. 후자의 경우에는 가스전에서 채굴된 천연가스를 액화하기 위하여 초저온을 만들어내는 과정에서 많이 이용된다.[2]

이와 같이 터보팽창기는 이미 액화공정의 필수 설비로써 널리 쓰이고 있었으나, 고압기체에서 저압기체로의 천연가스 공급계통 전력생산으로 이용된 것은 그리 오래되지 않는다. 그 이유는 폐압이라는 미활용에너지에 별로 주목하지 않았기 때문이다. 그

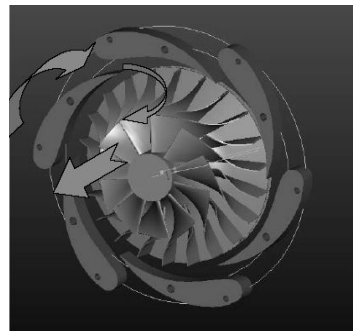
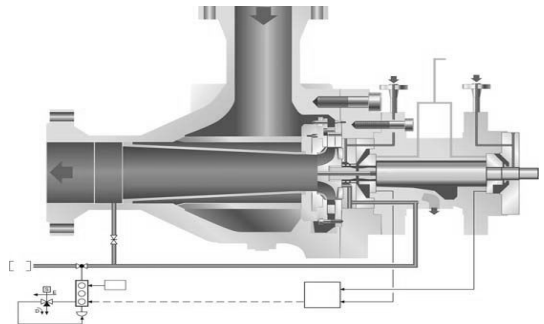


Fig. 1. Turbo expander structure and variable inlet guide vane[3].

러나 1980년대에 처음으로 미국 캘리포니아 지역 가스배관망에 설치하여 가능성을 검토하였고[3], 성공적 운영 후 현재는 유럽의 여러 곳에 설치 되어 상업 운전 중[4]에 있다.

2.2. 터보팽창기 전력생산의 열역학적 고찰

개방계 정상상태 (open system, steady state) 에서의 에너지 보존관계식을 가장 간단하게 나타내면

$${}_1Q_2 + H_1 = H_2 + {}_1W_2 \tag{1}$$

이다. H 는 엔탈피를 나타낸다. 식(1)에서 제어체적(control volume)을 정압기로 설정하면, 유체유동이 빠르고 제어체적 표면이 상대적으로 작기 때문에, 제어체적과 외부계와의 열(heat) 유출입 ${}_1Q_2$ 를 무시할 수 있다. 또한 정압기 유동에서는 외부와의 일(work)의 유출입 ${}_1W_2$ 이 없다. 따라서 ${}_1Q_2$ 가 무시되고, ${}_1W_2$ 이 없으므로, 식(1)에서 다음과 같이 된다.

$$H_1 = H_2 \tag{2}$$

정압기에 의한 감압과정은 교축과정 (throttle process)으로, 식(2)에서와 같이 등엔탈피 과정 (isenthalpic process)가 된다. 등엔탈피 과정에서는 Joule-Thompson 효과로 정압기 후단의 온도는 내려간다[5].

한편 정압기를 터보팽창기로 대체하는 경우를 생각해 보면, 제어체적을 터빈팽창기로 설정함으로써, 정압기 경우와 마찬가지로 ${}_1Q_2$ 가 무시되고, 반면 일의 생산 ${}_1W_2$ 이 발생하므로, 터보팽창기에 의한 감압 과정에서의 에너지보존은 식(1)에서 $H_1 = H_2 + {}_1W_2$ 으로 표현된다. 생산되는 일 즉, 전력생산량은 다음과 같다.

$${}_1W_2 = H_1 - H_2 \tag{3}$$

식(3)은 ${}_1W_2 = \dot{m}_1 w_2 = \dot{m} (h_1 - h_2)$ 로 표현할 수 있으므로, 터보팽창기 유동에서 단위질량에 대한 에너지 보존방정식은

$${}_1w_2 = h_1 - h_2 \tag{4}$$

이며, 단위질량당 얻을 수 있는 일의 양은 전후단의 단위질량당 엔탈피 차가 된다.

터보팽창기에 의한 감압과정은 등엔트로피 과정 (isentropic process) 으로 가정할 수 있는데, 물리적인 의미는 열전달이 무시되고, 유동과정에서의 마찰손

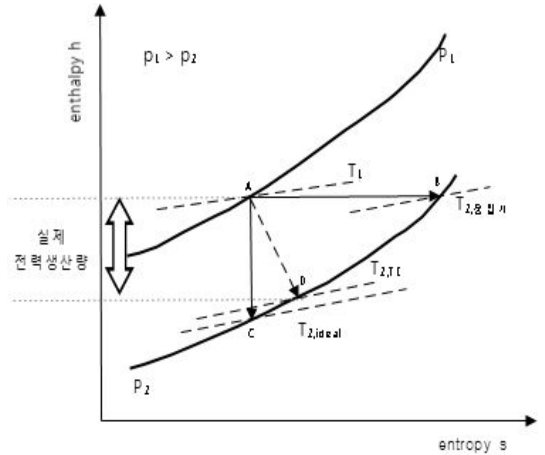


Fig. 2. Isenthalpic and isentropic process.

실을 무시할 수 있는 가역과정으로 근사화하는 것이다. 정압기 유동과정과 터보팽창기 유동과정을 비교하기 위하여, enthalpy and entropy diagram (Mollier 선도)를 그려보면 다음의 Fig. 2와 같다.

고압 P_1 에서 저압 P_2 로 감압되는 과정에서 P_1 등압선의 점A를 유동 전단의 기준상태로 잡았을 때, 정압기를 통과한 유동은 P_2 등압선의 점B로 수평방향 이동하는 등엔탈피 과정이 된다. 반면 터보팽창기를 통과하는 유동은 점A에서 P_2 등압선의 점C로 수직하향방향으로 이동하는 등엔트로피 과정이다. 터보팽창기 유동에서 생산하는 일의 양은 식(4)에서 ${}_1w_2 = h_1 - h_2$ 와 같이 점A와 점C 사이의 엔탈피 차이가 된다. 점A에서 정압기를 통과한 점B와 터보팽창기를 통과한 점C는 같은 압력으로 감압되어 등압선 P_2 상에 위치할 지라도, 점B와 점C의 온도는 다르다.

2.3. 터보팽창기 효율 및 전력생산량 근사식

터보팽창기 유동과정을 등엔트로피 과정으로 이상화 하였으나, 실제유동에서는 일정량의 기계적 손실이 있게 되므로 등엔트로피 과정에서 약간 벗어나서 된다. 이에 대한 보정을 위하여 효율개념을 도입한다. 즉, 실제 공정상의 엔탈피차와 이상공정 (ideal process, 여기서는 등엔트로피과정) 상의 엔탈피차와의 비율, 터빈팽창기의 기계효율 혹은 등엔트로피 효율 (mechanical or isentropic efficiency of turbo expander)로 부르고 아래와 같이 정의한다. η 로 표현하면

$$\eta = \frac{\text{real } \Delta h}{\text{ideal } \Delta h} = \frac{h_1 - h_{2,TE}}{h_1 - h_{2,isen}} \tag{5}$$

이다. 따라서 실제 터보팽창기 공정에서 생산되는 일 혹은 전력량은, 단위질량에 대하여

$${}_1w_{2,real} = h_1 - h_{2,TE} = \eta(h_1 - h_{isen}) \quad (6)$$

으로 나타내어 질 수 있다.

Fig. 2에서 보여지듯이 실제전력생산량은 등엔트로피 과정의 엔탈피차보다 약간 적다. 온도관계는 $T_1 > T_2, \text{정압기} > T_{2,TE} > T_{isen}$ 로 등엔트로피과정 온도 T_{isen} 보다 터보팽창기를 통과했을 때의 온도 $T_{2,TE}$ 가 약간 더 높다.

이상을 정리하면 가스의 감압과정은 천연가스 saturation line 외부의 super heated 영역에서 이루어지며, 정압기 유동은 등엔탈피과정이고 (점A-점B), 터보팽창기 유동은 등엔트로피과정 (점A-점C)이다. 터보팽창기 실제유동에서는 비가역성이 고려되어 점C에서 약간 벗어난 지점인 점D에 이르는 과정이 되며 효율개념 η 가 도입된다.

엔탈피차로 표현된 전력생산량 식(6)을 측정 가능한 물리량인 온도와 압력으로 나타내면 아래와 같다.

$$\text{Power} = \eta \frac{k}{k-1} \dot{m} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (7)$$

여기서 \dot{m} 은 질량유량, k 는 비열비, R_g 는 기체상수이다. 식(7)은 천연가스를 이상기체로 가정하고 유도하였기 때문에, 실제 정확한 물리량과는 약간의 차이가 있었으나, 터보팽창기 유동과정에서의 동력산출에 적합한 식이다.

III. 전력생산량 산정 algorithm

3.1 일정한 유량이 흐르는 경우

전력생산량을 계산하는 데 있어, 유량이 일정한 경우는 enthalpy-entropy diagram을 이용하거나, 공정해석 전용 소프트웨어(예, ASPEN, HYSYS 등)를 이용하면, 전단과 후단의 엔탈피차를 쉽게 구할 수 있다. 또는 식(7)을 사용할 수도 있다.

주배관망에서 65bar 내외의 압력으로 전국 각지로 보내어지는 천연가스는, 화력발전소 경우는 정압기지에서 25bar로 감압하고, 도시가스사로는 8.5bar로 감압하여 공급한다. 이 때 공급되어 지는 유량이 일정하다면 전력생산량은 식(7)의 유량 \dot{m} 에 상수값을 대입하여 쉽게 구할 수 있다. 50 ton/hr 의 일정양이 계속 흐를 때를 기준으로하여 식(7)을 사용하여 계산 해보면, 화력발전소 공급 경우는 1.6 MW,

도시가스사 공급 경우는 3.8 MW가 된다. 이러한 전력생산은 태양광발전과 비교한다면 정압기지의 좁은 장소에서도 많은 양을 발전할 수 있는 규모이다. 태양광 경우 1.6 MW 발전에 약 33,000 m^2 (약 만평)의 면적이 소요된다. Fig. 3은 가스공사 어느 정압기지에서 발전소로 보내주는 연간공급량을 일별로 나타낸 그래프인데, 비교적 고르게 공급되어지는 경우이다.

3.2 유량흐름이 일정하지 않은 일반적 경우

일반적인 천연가스 수급 형태는 고르지 않고, 시간별, 요일별, 계절별로 변화가 많다. 가스소비량이 겨울에는 많고 여름에는 적음, 소위 동고하저의 수요형태를 보여준다. Fig. 4와 같은 형태가 일반적으로 보여지는 소비량변화(유량변화) 패턴이다.

이와 같이 유량이 일정하지 않고 변화가 심한 경우의 전력생산량 산정은 식(7)을 그대로 사용할 수 없다. Fig. 4와 같은 일반적인 경우에 대하여 터보팽창기 운영과 관련된 전력생산량 산정방법을 제시한다.

네 가지 요소를 고려하여야 하는 데, 첫 번째는 터보팽창기의 정격용량에 따른 작동가능범위이다. 즉 터보팽창기의 정격용량이 정해지면 거기에 따라 운전가능영역이 결정되며, 정격유량의 130 %에서

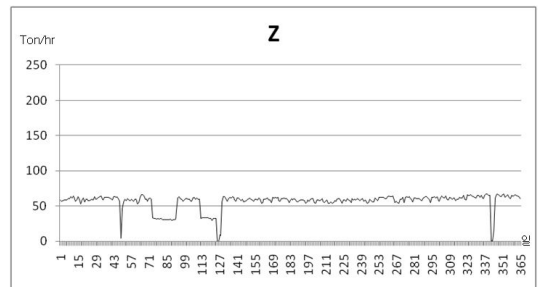


Fig. 3. Constant mass flow pattern.

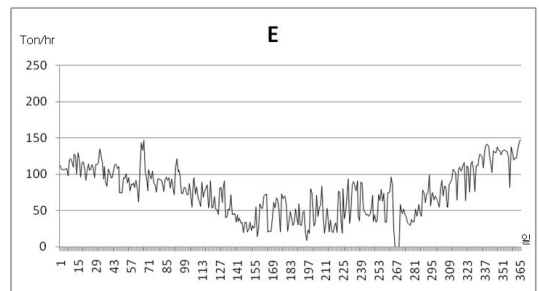


Fig. 4. Irregular mass flow pattern.

30 % 정도의 유량범위이다. 예를 들어 주어진 압력비에 대하여 정격유량이 50 ton/hr라고 한다면, 65 ton/hr에서 15 ton/hr 의 유량에서 터보팽창기 작동이 가능하다. 이 영역을 벗어나는 유량은 터보팽창기가 다룰 수 없으므로 전력회수를 할 수 없다. 이런 이유로 같은 유량변화형태에 대하여도 터보팽창기 정격용량 선정에 따라 전력회수량은 변한다. 따라서 경제성평가의 중요한 요소인 전력생산 가능량을 여러 가지 정격용량에 대하여 비교분석 검토하여야만 한다.

두 번째 주요개념은 분할이다. 고려하는 전 기간을 시간별로 잘게 나누어 각각의 구간에 대하여 유량과 그 유량에 대응하는 효율을 각각 적용하여야 한다. 설정된 정격유량의 운영범위 내에서 흐르는 최대유량을 그 구간에서의 대표유량값으로 잡아서 식(7)의 \dot{m} 값으로 계산한다.

세 번째는 회전기기의 일반적인 특징인 정격유량을 벗어나는 정도에 따라 변하는 터보팽창기의 효율을 고려해야 한다. Fig. 5는 50 ton/hr 정격유량 경우의 유량에 따른 터보팽창기 효율변화를 보여주는 그래프이다. 정격유량에서의 효율은 식(6), 식(7)에서의 η 값을 보통 0.85로 잡으며, 정격유량에서 벗어나면 Fig. 5와 같은 성능곡선분포를 보여준다.

이와 같이 유량변화에 따른 터보팽창기 효율변화를 고려하는 탈설계점 분석을 도입하면 전력생산량을 계산하는 데 있어 좀 더 실제값에 가까운 예측이 가능하다.

네 번째는 적산이다. 여러 구간에서 각각 계산한 유량과 효율의 곱인 $\dot{m}\eta$ 의 값들을 모두 더해준다. 예를 들어 연간 생산량을 계산하고자 하면, 24(시간) × 365(일) = 8,760 개의 시간구간에 대하여 식(7)을 각각 계산하고 이것들을 합산한다.

이상을 종합하면 시간별 유량변화가 심하게 주어

지는 경우의 전력생산량 산정법은 식(7)을 응용하여 아래와 같은 계산식으로 제시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Power} &= \{h_1 - h_2\} \sum_{i=1}^n (\dot{m}_i \eta_i) \\ &= \frac{k}{k-1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \sum_{i=1}^n (\dot{m}_i \eta_i) \quad (8) \end{aligned}$$

여기서 i 는 각 시간별 구간의 첨자이다. 전후단의 상태는 결정되어 있으므로, state 1과 state 2의 압력, 온도, 엔탈피등은 고정값이지만, 질량 유량 \dot{m} 과 효율 η 는 각 구간별로 다른 값이다. 따라서 구간별로 각각 계산된 $\dot{m}_i \eta_i$ 을 전구간에 대하여 모두 더하여 주는 개념이다.

Fig. 4의 유량분포에 대하여, 50 ton/hr 정격용량의 터보팽창기를 설치하면 연중 324일로 연중 약 90%의 연속운전이 가능하다. Fig. 5의 탈설계점 분석을 고려하고 식(8)의 방법으로 연간전력생산량을 계산하면 17,352 MWh 가 나온다.

3.3. 기저부하가 충분한 경우

다음으로 Fig. 6와 같은 경우를 생각해본다. 이 경우는 Fig. 3과 같이 고른 형태가 아니고 Fig. 4와 같이 시간별로 변화가 심하게 보여지는 경우이다. 전력생산량을 대략적으로 구하려고 한다면 식(7)을 이용하여 정격유량을 200 ton/hr으로 잡아서 계산하면 된다. 또는 매우 정밀하게 계산하려면 식(8)을 사용하면 된다.

그런데 Fig. 6는 공급량 자체가 매우 많은 경우로 기저수요가 충분하여 상당한 유량이 기본적으로 수요처로 보내어 지는 경우이다. 따라서 기저유량만을 터보팽창기로 감압하여 전력생산할 수도 있다. 그러면 기저유량 만큼은 최고효율로 안정적으로 터보

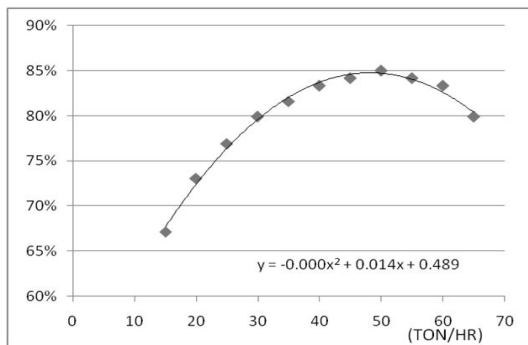


Fig. 5. Efficiency distribution with respect to mass flow rate.

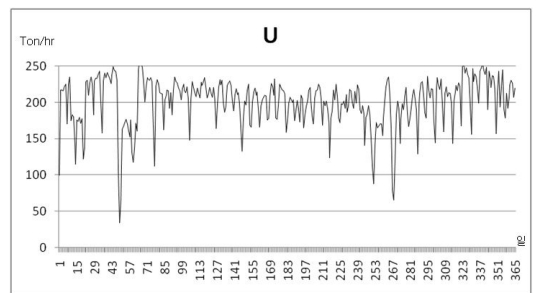


Fig. 6. Irregular but enough base load flow pattern.

팽창기를 운영할 수 있게 된다. 나머지 유량은 병렬로 연결된 이웃 라인으로 by-pass 처리하여 정압기로 감압한다. 이런 경우 정격유량을 175 ton/hr 이나 150 ton/hr 로 잡아서 운영하면 타당하다.

유량변화가 심할 지라도 기저부하가 충분하면 비정격운전을 하기보다는 기저부하만을 전력생산으로 이용하는 것이 운영 및 보수유지 측면에서는 좋은 방법이다. 이 경우 전력생산량 산정은 상기 3.1.에서 언급한 유동량 일정 경우에 해당하며 식(7)로 계산하면 된다.

IV. 경제성평가 case study

터보팽창기 전력생산에 있어서 설치 운영하기에 좋은 site를 찾는 것이 중요한 관건인데, 전력생산의 호조건은 1. 유량패턴이 일정할 것 2. 유량이 많을 것 3. 설치공간의 조건이 좋을 것 등이다. 조건 1과 조건 2는 전력생산량을 잘 확보하기 위한 것이고, 조건 3은 여유 있는 설치공간 확보를 위한 현장 입지여건을 고려하는 것이다. 상기 3가지 조건을 다 만족하는 공급관리소는 흔치 않다. 본 논문에서는 조건 2와 조건 3을 만족하는 Fig. 6의 공급패턴을 보여주는 어느 사례를 대상으로 하여 경제성 평가를 수행하였다.

터보팽창기 전력생산의 경제성평가 시 고려하여야 하는 요소는 터보팽창기 단가를 포함한 설비구축의 초기투자비, 전력생산량, 예열량, 전기판매가, 가스비의 5가지이다. 어떤 정압기지에 대하여 분석에 들어가면 먼저 공급유량 패턴에 따라 식(8)을 사용하여 전력생산량을 계산한다. 유량변화가 심한 경우 정격용량을 어떻게 잡느냐에 따라 전력생산량이 각각 다르게 나오기 때문에 터보팽창기의 정격용량을 잘 선정하여야 한다. 정격용량을 선택함으로써 여기에 필요한 예열량도 같이 계산된다. Fig. 6 경우에 대하여 정격용량을 175 ton/hr 로 잡았으며, III 절에서 전술한 방법으로 계산한 결과를 아래 Table 1에 정리하였다.

전기판매가는 경제성평가에 전력생산량 만큼이나 중요한 요인이다. 가스비는 예열 시 필요한 heating 연료로 가스를 사용함으로써 전력생산에 소비

되는 일종의 운전비용이다. 이러한 5가지 요소를 종합하여 현장상황에 맞는 터보팽창기를 설치하게 되며, 설비단가는 초기투자비의 대부분을 차지한다.

4.1. 경제성 평가 방법

투자안 가치평가에는 크게 현금흐름 할인법, 회수기간법과 회계적 이익률법등이 있는데, 현금흐름 할인법은 자금의 시간가치를 고려한 방법으로 보통 많이 사용되는 방법이다.[6] 본 분석에서는 현금흐름 할인법의 순현재가치법 (NPV, net present value)과 내부수익율법 (IRR, internal rate of return)을 사용하였다. 순현재가치 및 내부수익율을 구하는 식은 다음과 같다.

$$NPV = \sum_{t=0}^T \left\{ \frac{CI_t}{(1+r)^t} - \frac{CO_t}{(1+r)^t} \right\} \quad (9)$$

$$\sum_{t=1}^T \frac{CI_t}{(1+IRR)^t} = \sum_{t=1}^T \frac{CO_t}{(1+IRR)^t} \quad (10)$$

CI_t 는 당해연도 현금유입, CO_t 는 당해연도 현금유출, r 은 할인율을 나타낸다. 순현재가치법과 내부수익율법을 사용하기 위해서는 투자비, 회수비, 가동기간과 할인율의 변수가 필요하다. 투자비를 계산하기 위해서는 장치비용이 있어야하고, 회수비를 계산하기 위해서는 연간 전력생산량, 연간 예열량, 전력가격, 예열을 위한 천연가스 가격, 유지비와 가동기간이 필요하다. 이에 대한 Fig. 6의 연간 전력생산량, 연간 예열량은 Table 1을 이용하고, 설비가격은 터보팽창기 제작사로부터의 견적가를 사용하였다. 또한, 설비 가동기간은 20년으로 가정하였는데, 이는 현재 폐압발전예 가동되고 있는 터보팽창기의 역사가 20년을 조금 넘었으므로 설정된 최소의 값으로 실제 가동기간은 30년 이상으로 잡아도 무방하다. 한편 운전유지보수비는 거의 들지 않으므로 타 금액에 비하여 무시할 수 있으며, 할인율은 9.9%로 잡았다.

Table 2에 경제성분석을 위한 각각의 입력값이 나와 있다. 투자비는 터보팽창기 가격 46억원, 가스 히터 비용 5억원과 건설비 5.1억원(장치 가격의 10%)으로 입력하고, 회수비는 발전금액에서 예열금액과 유지보수비를 제외한 20.6억원을 입력하였다.

발전 금액은 총생산전력량에 전력단가를 곱하여 계산하는 데 전력단가는 계통한계가격 SMP를 사용했다. 80원 / kWh el (전력거래소 계통한계 2007년 평균가격)을 적용하였다. 또한 예열 시 들어가는 천

Table 1. Amount of power and pre-heating

정격유량	175 ton/hr
연간 전력생산량	43,757 MWh el
연간 예열량	38,694 MWh th

Table 2. Used values for economical evaluation variables

투자비	터빈팽창기 비용	4,600,000,000 원
	가스히터 비용	500,000,000 원
	건설비	510,000,000 원
회수비	발전 금액	3,500,550,000 원
	예열 금액	1,439,860,000 원
	유지보수비	0 원
가동기간		20년
할인율		9.9%

Table 3. Results of NPV and IRR

회수기간	순현재가치	내부수익율
2년 9개월	12,056,509,656 원	37 %

연가스의 비용은 총 필요 예열량 38,694 MWh th을 천연가스의 발열량으로 나눈 값에 가스단가를 곱하여 계산하였다.

4.2. 경제성평가 결과

발전금액에 운전비용을 뺀 20.6 억원을, 회수기간법, 순현재가치법과 내부수익율법을 적용한 결과가 아래 Table 3에 나와 있다. 회수기간법으로 계산한 값은 2년 9개월로써, 3년이 채 되지 않는다. 일반적으로, 운영 site와 터보팽창기 정격용량이 잘 선정된 경우라면 투자비 회수기간은 3년 내외이다. 순현재가치법으로 계산한 값은 약 120억 6천만원이며, 내부수익율법으로 계산한 값은 37% 이다. 즉 할인율을 9.9%로 하였을 때 20년 동안 120억 6천만원의 순이익이 생기며, 이익이 발생하는 할인율의 최대값은 37% 이다. 순현재가치와 내부수익률은 투자자치가 충분함을 보여주고 있다.

더욱이 전력가격, 천연가스 가격의 각각의 변화에 따른 순현재가치와 내부수익율에 대하여 민감도 분석을 수행한 결과 전력가격에 훨씬 민감함을 보여주었다. 2010년 SMP 평균단가는 1 kWh el 당 115원 정도이며 점차 가격현실화를 위한 상승추세이다.

또한 가스소비가 더욱 증대함으로 유량이 증가함

으로써 전력회수는 더욱 많아질 것이므로, 본 case study 의 경우는 향후 더 큰 경제성을 보여주게 될 것이다.

V. 결 론

천연가스 정압기지에서 강제로 감압됨으로써 버려지는 압력에너지를 터보팽창기를 이용하여 전력으로 회수하는 공정을 소개하였다.

일정량의 50 ton/hr 천연가스가 발전소로 공급되는 경우는 1.6 MW, 도시가스사로 공급되는 경우는 3.8 MW 의 전력이 생산된다. 터보팽창기 전력생산은 태양광발전과 비교할 때, 좁은 장소에서도 양질의 많은 전기를 얻을 수 있다.

유량변화가 심하게 보여지는 일반적 경우에 대한 전력생산량 산정법이 제시 되었으며, 여기에는 운전 영역범위, 시간구간의 분할적산과 탈정격운전의 터보팽창기 효율 개념이 적용되었다. 개발된 algorithm을 사용하여 case study를 수행하였고, 이 case 는 경제성이 충분함을 보여주었다.

폐압전력생산은 경제성 측면 뿐만 아니라, 버려지는 에너지를 활용하여 고급 에너지인 전기를 생산한다는 사실에 더욱 의미가 있다.

참고문헌

- [1] 한국가스공사, "정압기지 압력강하를 이용한 터빈팽창기 전력생산시스템 구축의 타당성연구", (2008)
- [2] Frank Davis, et al., Full Load, Full Speed Test of Turbo Expander - Compressor with Active Magnetic Bearings, Proceedings of 35 th turbo-machinery Symposium, 2006
- [3] Turboexpander - Generators for Natural Gas Applications, GE Energy Oil & Gas (2008)
- [4] Low Carbon Technology for a Cleaner World, CryoStar (2007)
- [5] G.J. Wylen and R.E. Sonntag, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", McGraw-Hill (1976)
- [6] W. F. Stoecker, "Design of Thermal Systems", 3rd ed., McGraw-Hill (1989)