

석탄가스화 복합발전플랜트 가스터빈 압축기와 공기분리장치 간의 최적 연계설계를 위한 매개변수연구

이 찬 · 김형택*

수원대학교 기계공학과, *이주대학교 에너지학과

Parametric Study for the Optimal Integration Design between the Gas Turbine Compressor and the Air Separation Unit of IGCC Power Plant

Chan Lee and Hyung Taek Kim*

Department of Mechanical Engineering, the University of Suwon

*Department of Energy, Ajou University

요 약

석탄가스화복합발전소의 가스터빈 공기압축기와 공기분리장치 간의 최적 연계설계를 위한 매개변수 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 복수형 증류탑공정의 공기분리장치를 사용하였으며, 증류탑공정의 특성으로부터 압축기와 연계조건인 공기추출량, 공기추출압력 및 공기/질소 열교환조건들을 정의, 수식화하였다. 공기분리장치와 연계된 가스터빈용 공기압축기의 성능변화는 유선곡률방법과 압력손실모델을 결합한 해석방법을 사용하였으며, 예측결과들을 실제 압축기성능 시험결과와 비교하여 예측정확도를 검증하였다. 본 압축기성능 해석방법을 이용하여, 압축기와 공기분리장치의 연계조건인 열교환기의 핀치포인트 온도차, 추출공기량 및 추출 공기압력이 압축기성능에 미치는 영향을 정량적으로 검토하였다. 공기추출량이 늘어나거나 핀치포인트 온도차가 커질수록, 압축기의 압축비 및 소요동력은 증가하였다. 반면에, 압축기 효율은 공기추출량의 증가에 따라 고압공기추출시에는 저하되고, 저압공기추출시에는 향상되었다. 더 나아가, 압축기의 일반화된 입구조건과 효율간의 특성곡선을 통해, 압축기 효율을 극대화 할 수 있는 압축기/공기분리장치간의 최적연계조건을 제시하였다.

Abstract—Parametric studies are conducted for optimizing the integration design between gas turbine compressor and air separation unit (ASU) of integrated gasification combined cycle power plant. The present study adopts the ASU of double-distillation column process, from which integration conditions with compressor such as the heat exchanger condition between air and nitrogen, the amount and the pressure of extracted air are defined and mathematically formulated. The performance variations of the compressor integrated with ASU are analyzed by combining streamline curvature method and pressure loss models, and the predicted results are compared with the performance test results of actual compressors to verify the prediction accuracy. Using the present performance prediction method, the effects of pinch-point temperature difference (PTD) in the heat exchanger, the amount and the pressure of extracted air on compressor performances are quantitatively examined. As the extraction air amount or the PTD is increased, the pressure ratio and the power consumption of compressor are increased. The compressor efficiency deteriorates as the increase of the flow rate of air extracted at higher pressure level while improving at lower pressure air extraction. Furthermore, through the characteristic curve between generalized inlet condition and efficiency of compressor, optimal integration condition is presented to maximize the compressor efficiency.

1. 서 론

최근들어 차세대 청정 석탄화력발전의 형태로 각광받고 있는 IGCC(Integrated Gasification Combined Cycle)는 석탄의 가스화공정을 복합발전사이클, 공기분리장치 등과 연계하여 낮은 연료가격과 발전단가로 고효율의 성능과 우수한 환경성능을 구현할 수 있다는 장점을 지닌다. 이러한 이유로, 미국, 일본, 유럽 등과 같은 기술 선진국을 위시하여 전세계적으로 IGCC 발전시스템의 연구/개발에 많은 노력이 기울여지고 있으며, 머지않은 장래에 IGCC는 앞으로 새로이 건설될 석탄화력발전소나 노후 화력발전소의 repowering에 유일한 대안이 될 전망이다.

IGCC는 석탄가스화, 가스정화장치, 가스터빈 및 증기터빈 사이클과 공기분리장치(ASU: Air Separation Unit) 등의 주요 sub-system으로 구성된다. 그러므로, 하나의 완전한 IGCC 발전시스템을 형성하기 위해서는, 사용되는 석탄형태, 발전소 입지조건 및 환경규제 등을 고려하여 각 sub-system들을 효율적으로 연계, 결합시키는 일이 필수적이다. 그러나, IGCC에 채택될 수 있는 sub-system들이 다양하고 그 설계 및 운전조건이 서로 다르기 때문에, sub-system의 배열에 따라 가능한 IGCC 결합형태는 무한히 많을 수 있으며, 이에 따라 IGCC 발전소의 성능도 크게 영향을 받는다. 몇 가지 IGCC 결합방식들에 대해 GE社에서 행한 성능비교결과에 따르면¹⁾, 석탄가스화장치에 산소생산플랜트가 단순하게 결합되고 저온가스정화장치, 가스/증기터빈 사이클이 연계된 초보적인 IGCC 플랜트는 약 38-42%의 효율을 보이는 반면, 석탄가스화장치에 가스터빈 공기압축기로부터 공기를 추출하여 사용하는 ASU를 결합하고 고온가스정화장치, 가스/증기터빈 사이클을 연계한 경우는 IGCC 플랜트효율이 약 46-50%까지 향상된다. 즉, 이러한 연구결과는 sub-system간의 연계방식에 대한 최적화가 IGCC 시스템의 성능향상을 위한 설계과정에 필수적임을 의미한다.

일반적으로, IGCC용 ASU와 가스터빈 공기압축기의 연계방식은 압축기로 유입된 공기를 임의의 압축기 중간단(interstage)에서 추출하여 ASU로 보내 산소와 질소를 분리하고, 산소는 석탄가스화 산화제로 사용하고 질소는 다시 압축기로 재유입시키는 것이다(Fig. 1 참조). 그리고 압축기와 ASU 사이에는 열교환장치를 설치하여, 압축기내 압축과정에 의해 가열된 공기를 냉각시키는 동시에 ASU에서 초저온공정(cryogenic process)을 거친 질소를 가열시킨다. 이러한 연계방식의 장점은 ASU 플랜트의 보조부하량을 줄여 IGCC 출력을 증가시킬 수 있다는 점과 ASU에서 가스터빈으로 재유입되는

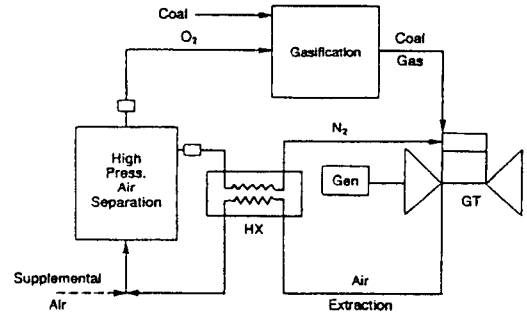


Fig. 1. Schematic Diagram of the IGCC Power Plant with ASU.

차가운 질소를 이용하여 연소기내에 NOx 발생을 제어하는데 사용할 수 있다는 점을 들 수 있다.

그러나 이러한 공기압축기와 ASU 간의 연계는 공기압축기의 성능(소요동력 및 효율)에 심각한 변화를 가져오게되며, 더 나아가 IGCC 플랜트의 총 성능에도 영향을 미친다. 일반적으로 가스터빈에서 생산되는 출력의 약 1/3 가량이 공기압축기를 구동하는데 사용되는데, 다만 공기압축기(multi-stage air compressor)의 중간단에서 ASU용 공기가 추출되는 경우에는, 압축기 공기유량이 설계점(on-design point)에 비해 줄어들고 ASU를 거쳐 재유입되는 질소는 중간냉각효과(interstage cooling effect)를 가지게 된다. 이로 인해 압축기는 설계점이 아닌 탈설계점(off-design point) 영역에서 작동하게 되며, 그에 따른 성능변화가 불가피하게 초래된다. 그럼에도 불구하고, 대부분의 공정모사방식(process simulation technique)이 시스템상의 모든 기계요소의 효율을 설계점 값으로 일정하게 사용하고 있으므로, 앞서 언급한 압축기의 탈설계점 성능변화 효과를 정확하게 예측할 수 없다^{2,3)}. 그러므로, IGCC내 ASU와 공기압축기의 연계를 위한 기본/상세설계 자료를 얻기 위해서는, 작동조건에 따른 압축기의 성능변화를 정량적으로 예측할 수 있는 해석방법을 ASU 연계조건과 결합시킬 필요가 있다. 이렇게 함으로써, IGCC 발전소의 성능을 좀더 향상시킬 수 있는 최적의 ASU와 가스터빈 공기압축기 간 연계방식의 도출이 가능한 것이다.

그러므로, 본 연구에서는 우선적으로 압축기내 유동해석과 압력손실모델을 결합하여 임의의 작동조건을 가지는 압축기의 탈설계점 성능을 예측할 수 있는 해석방식을 제시하였다. 본 해석방식의 예측정확도를 검증하기 위하여, 실제 압축기 성능시험결과와 예측결과를 비교, 검토하였으며 다양한 탈설계점 작동조건에 대해 본 예측방법이 비교적 신뢰할 수 있음을 알 수 있었다. 이러한 압축기 탈설계점 성능해석방식을 사용하여, 가스터빈 공기압축기와 ASU 간의 연계조건을 정의하고

ASU와 압축기 사이의 열교환장치의 운전조건, 공기추출량 및 추출압력이 압축기성능(압축비, 효율, 동력소모량)에 미치는 영향을 정량적으로 검토하였다. 또한, ASU와 연계된 압축기효율의 극대화를 위한 최적의 ASU 연계조건을 정량적으로 제시하였다.

2. 압축기와 ASU 연계조건

Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 가스터빈용 공기압축기는 회전익렬(rotating blade row)과 고정익렬(stationary blade row)로 구성되는 단(stage)들의 직렬형태의 결합으로 이루어지며, 각 단을 통해 공기의 압력이 점차 상승되어 최종단을 거친 공기는 고압의 상태로(일반적으로, 대용량 발전용 가스터빈 압축기의 경우 15-16 기압의 공기를 생산) 가스터빈 연소기로 유입되도록 되어있다. 그러나, IGCC 발전소에서 사용되는 압축기의 경우는 중간단에서 공기를 부분적으로 추출하여, 공기를 ASU로 보낸후 아르곤, 이산화탄소와 같은 미량의 구성요소를 제거한후 고순도의 산소와 질소로 분리한다. 그리고, 산소는 석탄가스화 공정의 산화제로, 질소는 다시 가스터빈 압축기로 유입된다. 이때, 추출된 공기와 재유입되는 질소의 흐름은 압축기와 ASU 사이의 열교환기를 거치면서, 공기는 냉각되고 질소는 가열된다. 그러므로 ASU 연계설계에 있어서, 압축기의 어떤 지점에서 얼마만큼의 공기를 추출하는지와 질소/공기 열교환기의 핀치포인트 온도차(pinch point temperature difference: ΔT_p)를 얼마로 설정하느냐가 주요한 문제이다.

공기추출지점의 결정을 위해서는 압축기와 연계되는 ASU의 특징을 알 필요가 있다. Fig. 3은 공기분리공정에 일반적으로 사용되는 복수 증류탑(double distillation column)공정을 보여주고 있다. 하부와 상부의 2개의 증류탑은 중간에 위치하는 열교환장치에 의해 열적으로 서로 연결되어 있으며, 이때 중간의 열교환장치는 상부탑에 대해서는 재가열기(reboiler)로 하부탑에 대해서는 응축기(condenser)로 작용한다. 즉, 질소는 산소에 비해 휘발성이 강하므로, 각각의 증류탑내에서 분리되어진 질소는 뜨고 산소는 가라앉는 경향을 보이고, 상부탑의 재가열기 측면에서는 고순도의 액체산소가 끓는 현상이, 반면에 하부탑의 응축기 측면에서는 고순도의 질소는 응축되는 현상이 나타난다. 그러므로 상부탑이 1기압에서 운전된다고 가정하면, 상부탑 하부의 액은 순수 산소에 가깝기 때문에 1기압에서의 비점은 약 -183°C 가 된다. 이것은 하부탑 상부의 질소온도가 최소한 -183°C 이상이어야 함을 의미하며, 그 이유는 하부탑 상부의 질소가스는 상부탑의 액체산소를 기화시켜야 할뿐만 아니라 자신은 액화되어야 하기 때문이다. -183°C 에서의 질소의 증기압은 3.6 기압이 되므로, 하부탑의 운전압력은 온도차에 의한 열전달속도를 감안할때 상부탑보다는 약 4-5 기압 높이 설정되어야 한다. 앞서의 ASU 공정에 대한 관찰을 통해, IGCC내 가스터빈과 ASU가 연계된 경우, 압축기에서의 공기 추출지점은 공기가 약 4-5 기압으로 압축된 중간단 지점(inter-stage location)이 적당함을 알 수 있다.

공기추출량은 석탄가스화기의 석탄/산소비율의 조업

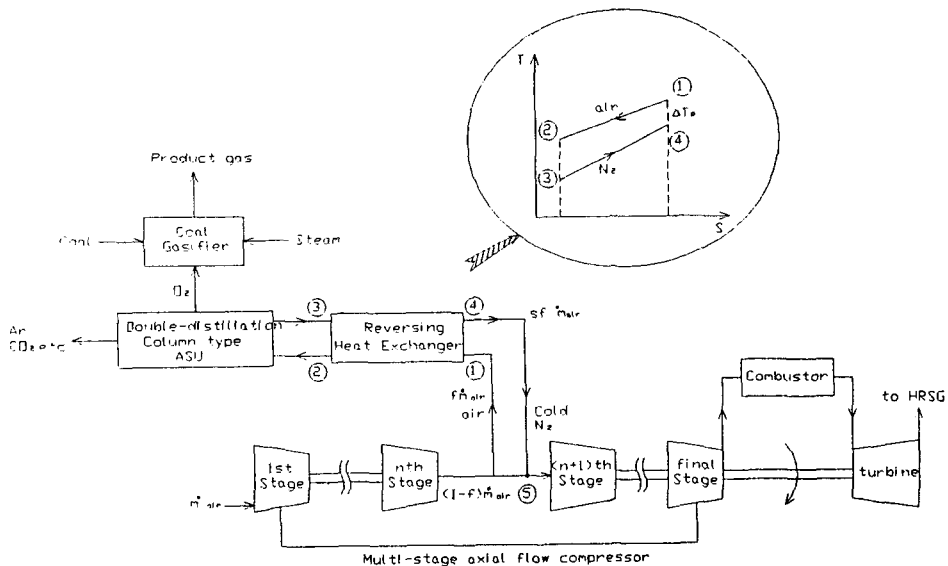


Fig. 2. Integration Scheme between Gas Turbine Compressor and ASU.

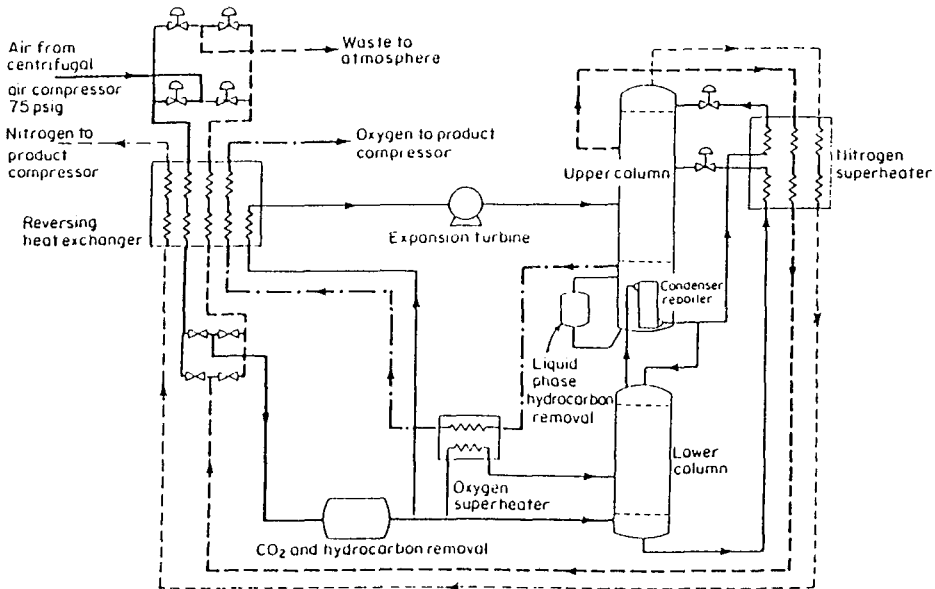


Fig. 3. Process Flow of Double Distillation Column ASU.

조건에 따라 결정되어진다. 건식 분류층 석탄가스화 성능연구³⁾에 따르면, 산소/석탄의 주입비율이 0.8-1.2에서 석탄가스화가 가능하고, 습식인 경우에도 산소/석탄의 주입비율이 약 0.9 정도를 나타내고 있다²⁾. 그러므로, 가스화공정에 필요한 산소를 전적으로 ASU로 유입되는 공기로부터 추출한다는 가정하에 공기의 추출량을 구하면, 가스터빈 압축기로 유입되는 전체공기량의 30% 미만임을 알 수 있다.

앞서의 연계조건에 대한 검토결과와 Fig. 2를 참고로 하여, n번째 압축기 단의 출구에서 추출된 공기가 ASU를 거친후, 다시 질소가스로서 (n+1)번째 압축기 단으로 재유입되는 경우의 입구조건은 다음과 같이 질량, 에너지 보존관계식을 이용하여 구할 수 있다.

- 입구유량

$$m_5 = (1-f)m_{air} + sfm_{air} \quad (1)$$

식 (1)에서 m_{air} , m_5 는 압축기로 유입되는 전체공기량, (n+1)번째 압축기단의 입구유량을 의미하며, f는 n번째 압축기단 출구에서의 공기추출비를 나타내어준다. 또한, s는 공기분리장치에 유입된 공기중에서 분리되어지는 질소의 질량비를 나타내며, 일반적으로 복수형 증류탑 공정은 99.999% 순도의 질소, 산소 분리가 가능하므로⁴⁾, s값은 0.7547(공기조성비로부터 산출)로 근사할 수 있다.

- 입구온도

$$(1-f+sf)m_{air} C_{N_2+air} T_5 = (1-f)m_{air} C_{air} T_1 + sfm_{air} C_{N_2} T_4 \quad (2)$$

식 (2)에서 C는 비열을 나타내는데 이때 질소, 공기 및 질소/공기 혼합기체의 비열이 거의 동일한값을 가지므로, 입구온도(T_5)는 식 (3)처럼 간략하게 나타낼 수 있다.

$$T_5 = \frac{(1-f)T_1 + sfT_4}{(1-f+sf)} = \frac{(1-f)T_1 + sf(T_1 - \Delta T_p)}{(1-f+sf)} \quad (3)$$

$$= \frac{(1-f+sf)T_1 - sf\Delta T_p}{(1-f+sf)}$$

식 (3)에서 압축기에서 추출되는 공기의 온도(T_1)는, 압축기의 압축과정이 등엔트로피 과정이므로,

$$T_1 = T_{atm} \left(\frac{P_1}{P_{atm}} \right)^{(k-1)/k} \quad (4)$$

이때 P는 압력을, 하첨자 atm은 대기조건을 의미하며 공기의 비열비(specific heat ratio, k)는 1.4이다.

3. 압축기 성능해석 및 검증

앞서 2장에서 압축기단 입구조건이 정의되었으므로, 그 다음의 과제는 그러한 입구조건 변화에 따라 ASU와 연계된 압축기의 성능이 어떻게 변화하는지를 정량적으로 예측하는 일이다. 압축기 성능을 예측하는 방법은 가스터빈 설계자 및 기계공학자들이 의해 많이 제안되었지만, 대부분의 경우 기존의 유사한 압축기성능 시험결과로

부터 성능을 유추하는 방법을 사용하고 있다⁹⁾. 그러나, IGCC 발전소용 압축기와 같이 ASU 연계조건에 따라 압축기 운전조건이 변화하고 이로 인해 성능도 변화하는 경우에는, 기존의 유사한 성능시험결과를 얻기 어려운 실정이다. 그러므로, 본 연구에서는 압축기의 블레이드 설계자료로부터 출발하여, 압축기내 유동 및 전압력손실을 해석한후 압축기 성능을 예측하는 준3차원 해석방식의 하나인 유선곡률방법을 사용하였고, 그 대략적인 내용은 다음과 같다(상세한 내용은 참고문헌[6]을 참조바람).

발전소 가스터빈에 사용되는 축류형 압축기는 회전축에 다수의 블레이드가 방사형으로 설치되어 일정한 회전수로 회전하고, 이때 블레이드 사이를 통과하는 공기가 회전 블레이드로부터 에너지를 전달받아 압축된후, 후방의 고정익렬을 거쳐 다음 압축기단으로 송출되는 구조를 가진다. 축류형 압축기 블레이드가 형성하는 유로는 블레이드의 날개길이방향 뒤틀림과 시위길이(chord length)방향의 꺾임으로 인해 매우 복잡한 3차원 형상을 가지므로, 이러한 유로내의 3차원 유동장을 해석하기 위해서는 유동장을 블레이드와 블레이드 사이의 유면(S₁)과 블레이드 날개길이 방향의 유면(S₂)으로 나누어 생각하는 근사적인 방법이 흔히 사용된다. 그러므로 S₁면의 유동을 접선방향으로 평균한후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S₂면은 압축기 블레이드 내부 유동장을 대표하게 된다(Fig. 4 참조). 또한 Navier-Stokes equation에서 점성항을 무시하고, 블레이드 접선방향으로 평균한 S₂면에서의 유동 방정식은 식 (5)처럼 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{dV_m^2}{dr} + 2 \cos^2 \beta \left(-\frac{\sin \phi}{V_m} + \frac{\cos \phi}{r_c} + \frac{1}{2 \cos^2 \beta} \frac{d \ln Q_7}{dr} \right) \\ + \frac{1}{2} \frac{d \tan^2 \beta}{dr} + \frac{\tan^2 \beta}{r} + \frac{2 \Omega \tan \beta}{V_m} \Big) V_m^2 \\ = 2 \cos^2 \beta \left(\frac{1}{Q} \frac{dQ}{dr} + \frac{U^2}{2} \frac{d \ln Q}{dr} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

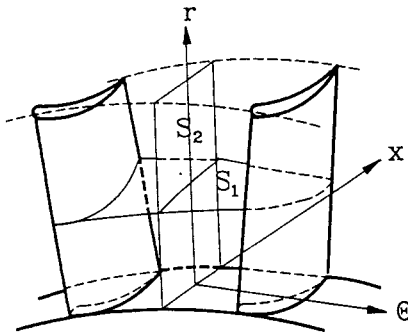


Fig. 4. Quasi 3-D Flow Surfaces within Axial Compressor Blade Row.

$$\begin{aligned} \frac{\sin \phi}{V_m} \frac{dV_m}{dm} = - \frac{\left(1 + M_\phi^2 + \frac{r}{r_c \cos \phi} \right) \frac{\sin^2 \phi}{r} + \tan \phi \frac{d\phi}{dr}}{1 - M_m^2}, \\ Q = (P_{out}/P_{inn})^{x-1/z} (T_{out}/T_{inn}), \quad I = CT_{inn} - U_{inn} V_{\phi inn}, \quad (6) \\ \tan \beta = \frac{V_\phi}{V_m} \end{aligned}$$

여기서 m은 유체의 축방향과 반경방향 유속이 이루는 자오선면(meridional plane)상의 좌표를 의미하며, V는 공기유속을 U는 블레이드 회전속도를 Ω는 회전수를 나타낸다.

식 (5), (6)는 블레이드 출구의 유동장 분포를 얻는데 사용되는데, 이때 정체점 온도는 압축기 회전블레이드를 거치며 공기가 받게되는 일을 표현하는 Euler의 일 관계식을 사용하여 결정할 수 있다.

$$C(T_{out} - T_{inn}) = (UV_\phi)_{out} - (UV_\phi)_{inn} \quad (7)$$

이때 in, out는 주어진 유선을 따라 유체가 거치게 되는 블레이드 입, 출구 지점을 의미한다.

식 (5)-(7)은 블레이드 날개길이방향에 대한 초기치문제(initial value problem)의 형태를 가지므로, 블레이드 허브반경에서의 속도가 주어지면 반경방향으로의 수치적 적분을 통해 각 유선에서의 속도, 온도, 압력 및 유동각을 구할 수 있다. 그러므로 본 해석방법에서는 허브의 유속을 임의로 가정한후 구하여진 유동장결과가 식 (8)과 같은 질량보존관계식에 부합하는지를 검토한후, 허브의 속도값을 조절하여 수렴될 때까지 반복계산을 수행한다.

$$m = 2\pi \int_{hub}^{tip} \rho V_m \cos \phi r dr = const \quad (8)$$

블레이드를 거친 공기는 정체점온도가 상승하는 것과 동시에 압력도 상승하게 되나, 블레이드내부를 거치는 유동의 점성에 따른 비가역성으로 인해 전압력손실이 발생된다. 그러나, 본 방법의 유도과정에서는 점성효과를 고려하지 않기 때문에, 식 (6)에서 엔트로피 함수 Q를 계산하는데 압력손실효과를 고려하는 간접적인 방법이 사용될 수 있다. 즉, 블레이드를 통과하는 공기의 온도상승에 등엔트로피 관계식을 적용하여 얻어진 공기압력에 압력손실을 고려할 수 있으며, 이때 압력손실은 블레이드의 기하학적 형상(시위길이, 블레이드 간격, 블레이드 설치각도 등) 및 유동변수(유동각, 유속비)들의 함수로 표현되는 실험적 상관관계식을 이용하여 구할 수 있다. Fig. 5와 Table 1은 압축기 블레이드를 거치는 공기의 압력손실 요인과 각각의 압력손실을 예측하는데 사용된 상관관계식을 보여주고 있다.

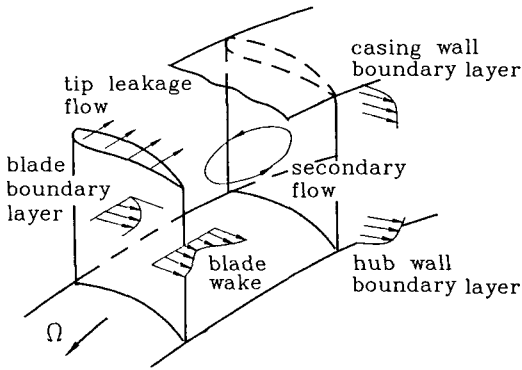


Fig. 5. Pressure Loss Sources of Axial Compressor.

Table 1. Sources and Correlations of the Pressure Losses within Axial Compressor Blades.

Pressure Loss Source	Used Correlation
Blade boundary layer and wake flows	Lee ⁹⁾ and Leiblein ⁷⁾
Secondary flow within blades	Lee and Chung ⁸⁾
Hub and casing boundary layer flows	Howell ⁹⁾
Leakage flow at blade tip	Fujii ⁹⁾

앞서 언급한 해석방식은 주어진 입구조건(유량, 입구 온도 및 압력)을 가지는 다단 압축기의 회전, 고정 블레이드에 대해 연속적으로 적용될 수 있으며, 구해진 유동장 예측결과를 바탕으로 압축기의 전체 효율 및 소요동력은 다음과 같이 구해진다.

$$\eta = \frac{PR^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{TR - 1} \quad (9)$$

$$\text{Power} = mCT_{\text{inn}}(PR^{(\kappa-1)/\kappa} - 1)/\eta \quad (10)$$

이때 PR, TR은 압축비, 온도비의 질량평균값으로 다음과 같다.

$$PR = \frac{2\pi}{m} \int_{\text{hub}}^{\text{tip}} \left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{inn}}} \right) \rho V_m \cos \phi r dr \quad (11)$$

$$TR = \frac{2\pi}{m} \int_{\text{hub}}^{\text{tip}} \left(\frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{inn}}} \right) \rho V_m \cos \phi r dr \quad (12)$$

앞서 소개한 압축기 성능해석방법의 예측정확도를 검증하기 위하여, 기존의 압축기 실험결과들과 예측결과를 비교, 검토하였다. 발전용으로 사용되는 압축기들의 블레이드 설계사양은 해당 제작업체들의 대외비로 분류되어 타기관에서 연구목적으로 사용하기 어려운 실정이므로, 본 연구에서는 우선적으로 압축기의 설계점(on-design point) 성능해석결과를 NASA의 소형 압축기 성능시험결과들과¹⁰⁾ 비교하였다. 성능비교에 사용된 압축

Table 2. Comparisons of Overall Design-Point Compressor Efficiencies.

NASA compressor unit	Overall Compressor Efficiency (%)		
	Present Method	Experiment ¹⁰⁾	Relative Error (%)
23B-20	90.55	92.10	1.68
24A-20	90.44	92.10	1.80
25A-20B	92.90	93.50	0.64
26B-21	91.90	91.30	0.66
27A-21	90.89	91.30	0.45
28B-22	89.37	90.10	0.81

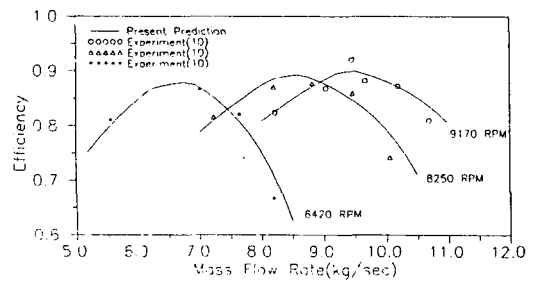


Fig. 6(a). Off-design Efficiency Curve of NASA 23B-20 Compressor.

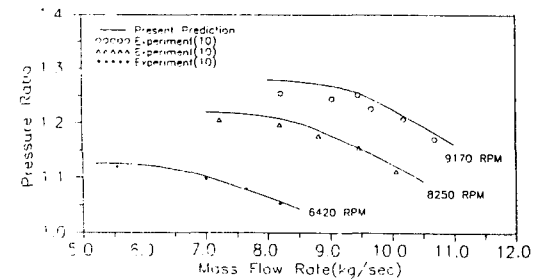


Fig. 6(b). Off-design Pressure Ratio Curve of NASA 23B-20 Compressor.

기들은 서로 다른 설계사양(블레이드 시위길이, 간격, 종횡비 및 익렬설계각 등)을 가지며, 성능비교변수로는 압축기의 효율을 사용하였다. Table 2에서 보여지듯이, 여섯 경우의 예측과 실험결과가 상대오차 최대 2% 이내에서 매우 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 2의 설계점 운전조건(이때, 설계점 운전조건은 회전수 9170 rpm, 유량 9.457 kg/sec)이고, 압축기 입구 조건은 상온, 상압이다)에서의 성능비교결과와 더불어, Figs. 6(a)와 6(b)는 23B-20 압축기를 통과하는 유량을 변경시켰을때의 탈설계점(off-design point) 성능곡선을 보여주고 있다. Figs. 6(a), (b)의 효율 및 압축비 곡선에서 볼 수 있듯이, 운전조건의 변화(유량 및 회전수)에도 불구하고 성능예측결과가 실험자료에 비해 효율은 최대

7%, 압축비는 최대 2% 상대오차 범위내에서 잘 일치함을 알 수 있다. 비록 예측정확도를 비교한 가스터빈 압축기가 발전용에 비해 용량이 작고 회전수도 다르지만, 가스터빈 압축기들은 동일한 설계원리와 물리적 현상을 가지므로, 앞서 언급한 압축기 성능해석방식은 발전용 가스터빈 압축기가 ASU와 연계되었을 경우의 성능변화 예측에도 사용될 수 있을 것으로 사료된다.

4. ASU 연계조건에 따른 매개변수연구

앞서 3장에서 제시된 압축기 성능해석방법을 바탕으로, 2장에서 언급된 주요 ASU 연계설계조건(공기추출량, 추출압력 및 질소/공기간의 핀치포인트 온도차)을 변화시켜 가면서 압축기의 성능이 어떻게 변화되는지를 관찰하였다. 본 매개변수 연구를 위해, 압축기에서의 공기추출압력은 4-5기압 범위에서 고려하였고, ASU를 통과하면서 겪게되는 공기 및 질소의 압력손실은 거의 무시할 만큼 작다고 가정하였다. 또한, 연구대상으로 삼은 압축기는 앞서 3장에서 사용된 NASA 23B-20과 동일한 블레이드 설계사양을 가지는 압축기단들이 축방향으로 축척된 것으로 가정하였으며, 회전수도 발전용 가스터빈에 맞게 3600 rpm으로 재설정하였다. ASU 연계후의 압축기 유입조건(유량 및 입구온도)은 식 (1)-(4)로부터 산출된 값을 사용하였다. 본 연구에서 사용한 NASA 23B-20 압축기단의 설계사양은 Table 3과 같다.

Figs. 7(a)-(c)는 공기추출압력이 5기압이고 핀치포인트 온도차가 각각 100, 135, 170 K인 경우에 대해, 공기추출량을 압축기 전체공기유입량의 30%까지 변화시켜 보면서, ASU로부터 질소가 재유입되는 n+1번째 압축기단(Fig. 2 참조)이 어떠한 성능변화를 겪는지를 보여주고 있다. 이때, 관심의 대상인 성능변수로는 압축비, 효율, 소요동력 및 입구온도(T₁)를 선정하였으며, Table 3에 나

타난 ASU와 연계되지 않은 경우의 압축기단의 성능변수들(Table 3)과의 비율로 도시하였다. 핀치포인트 온도차가 170 K인 경우가 재유입되는 질소가스의 온도가 상온(15°C)까지 가열된 경우를 의미하며, ASU 출구에서의 질소온도(T₂)는 통상적으로 ASU내 질소과열기(nitrogen superheater)를 거치면서 100 K까지 상승된 것으로 가정하였다¹³⁾. 또한, 열교환기로 유입되는 공기온도(T₁)는 식 (4)의 열역학 관계식으로부터 계산된다.

Figs. 7(a)-(c)에서 볼 수 있듯이, 공기추출량을 증가시키면 따라 압축기 입구온도와 효율은 저하되는 반면, 압축비와 소요동력은 점차 증가한다. 일반적으로 압축기 입구온도의 감소는 중간냉각효과(interstage cooling effect)에 의해 소요동력이 저감되는 경향이 있으나, 본 연구결과에서 보여지듯이 압축기가 ASU와 연계된 경우에는, 동시에 압축기 유량도 감소하여 이로 인한 효율 저하 및 소요동력증가가 더욱 지배적임을 알 수 있다.

또한 각각의 핀치포인트 온도차에 대한 성능예측결과를 비교해 보면, 핀치포인트 온도차가 큰 경우가 작은 경우에 비해 더 많은 소요동력을 필요로 함을 알 수 있다. 이러한 결과는 핀치포인트 온도차를 증가시켜 얻을 수 있는 동력감소효과에 비해, 압축비상승으로 인해 야기되는 동력증대효과가 더 크기 때문으로 생각된다. 앞서 언급한 추출유량 및 핀치포인트 온도차에 의한 소요동력증대현상은 본 연구의 대상인 ASU와 연계되어 질소를 재유입하는 (n+1)번째 압축기 단에서만 최고 10%까지 관찰되므로, 15-16 기압의 연소기압력까지 끌어올리기 위해 필요한 압축기 (n+1)번째부터 최종단까지 누적되는 소요동력증가효과는 IGCC 전체 플랜트 출력특성에 큰 영향을 미칠수 있다. 그러므로, 본 연구결과는 IGCC 플랜트내 압축기/ASU 연계설계를 위해서는 압축기의 탈설계점 성능특성을 고려한 공정모사(process simulation)가 수행되어야 함을 암시하고 있다.

Table 3. Blade design and on-design point performance parameters of 23B-20 compressor.

	rotating blade row		stationary blade row	
	chord length [cm]	5.08	chord length [cm]	4.89
Blade design parameters	no. of blades	50	no. of blades	52
	blade solidity	1.6	blade solidity	1.6
	blade aspect ratio	1.00	blade aspect ratio	1.04
	extraction pressure [bar]		5	4
On-design point performance parameters	overall pressure ratio		1.02017	1.01411
	overall adiabatic stage efficiency		0.8569	0.7618
	overall power consumption [watt]		36,590.91	27,175.73

Figs. 8(a)-(c)는 4기압상태의 공기를 추출하여 ASU와 연계시킨 경우의 압축기 성능변수들을 보여주고 있다. Figs. 7(a)-(c)의 결과와 유사하게, 비록 저압상태에서 공기를 추출하였지만, 추출량의 증가는 압축비와 소요동력의 증가를 가져오고 있다. 그러나, 효율은, Figs. 7(a)-(c)의 고압의 경우와는 상반되게, 공기추출량의 증가에 따라 향상되는 결과를 볼 수 있다. 이러한 상반되는 듯한 예측결과를 설명하기 위해, 4.0, 4.5, 5.0 기압 공기추출시의 효율예측결과들을 Fig. 9와 같은 특성곡선으로 다시 도시하였다. Fig. 9에서 압축기 입구조건들인 유량

(m_3), 온도(T_5), 압력(P_5)을 하나의 변수($m_3\sqrt{T_5}/P_5$)로서 정량화 하였다. 일반적으로 $m_3\sqrt{T_5}/P_5$ 로 나타내는 압축기의 효율특성곡선은 임의의 점에서 최대점을 가지므로¹³, Fig. 9에서 볼 수 있듯이, 4기압추출시의 압축기 작동범위는 최대점의 오른쪽 영역에, 5기압추출시의 작동범위는 최대점의 왼쪽 영역에 위치하며 4.5기압추출시의 작동범위는 그 중간에 위치한다. 즉, 공기를 고압에서 추출하는 경우에는 추출량의 증가(또는 압축기 입구유량의 감소)에 따라 압축기 효율이 저하되지만, 이와는 달리 저압추출시에는 추출량의 증가는 압축기효율을 향상

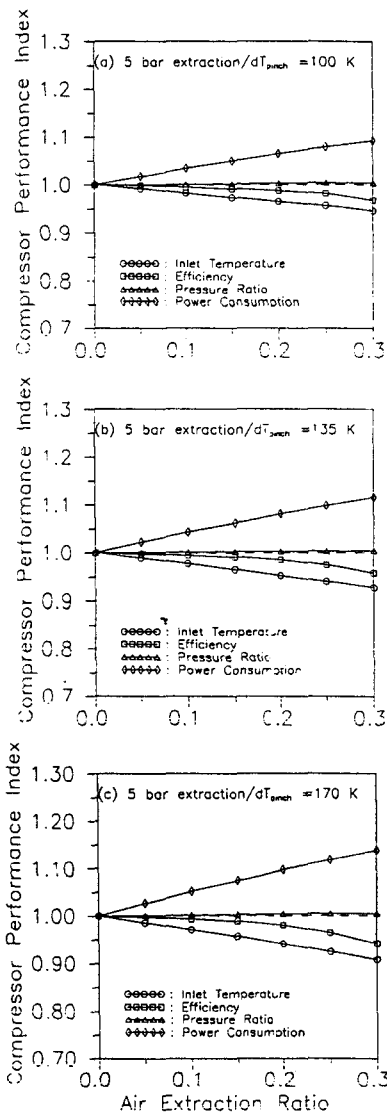


Fig. 7. Performance Variations of the Compressor Integrated with ASU at 5 bar.

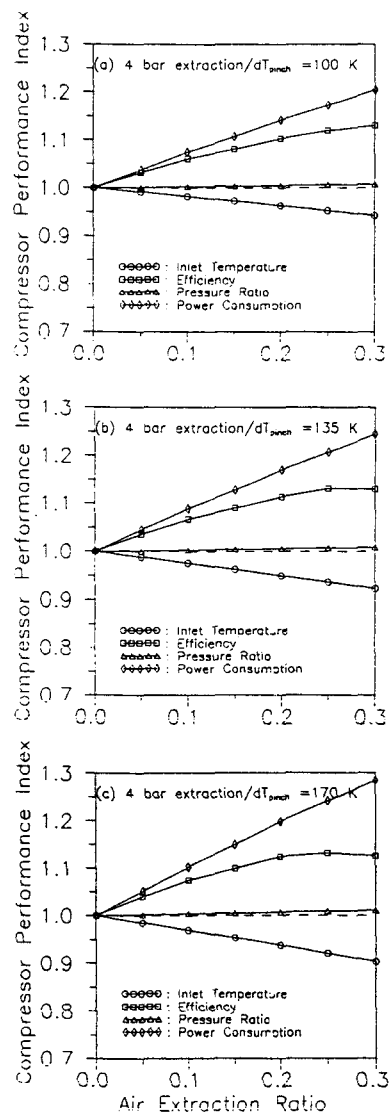


Fig. 8. Performance Variations of the Compressor Integrated with ASU at 4 bar.

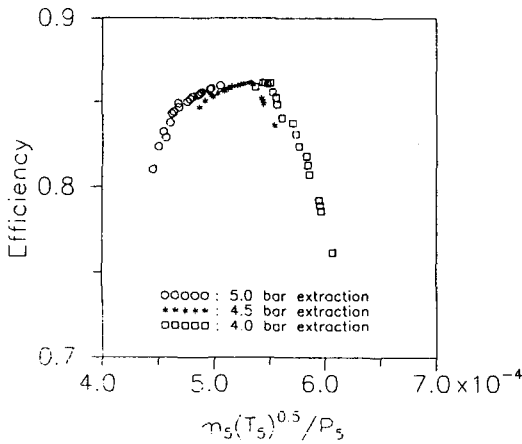


Fig. 9. Generalized Efficiency Characteristics of Compressor.

시키는 결과를 가져온다. 또한, Fig. 9로부터, 압축기 효율을 극대화 할 수 있는 최적의 입구조건(또는 ASU 연계조건)이 존재함을 알 수 있으며, 본 연구에서는 $m_5\sqrt{T_5}/P_5$ 가 약 5.3×10^{-4} 인 경우에 압축기효율이 86.1%로 최대가 됨을 알 수 있었다.

본 연구방법이 제시한 압축기 입구조건과 효율간의 특성관계를 이용하여 IGCC 플랜트내의 압축기/ASU 연계설계의 최적화가 가능함을 알 수 있다. 즉 기존의 가스터빈 압축기를 ASU와 연계함에 있어서, 석탄가스화에 필요한 산소의 양이 주어지면 이로부터 공기의 추출량이 구해지며, 더 나아가 식 (1)을 이용하여 ASU 연계 후의 압축기 입구유량(m_5)이 계산된다. 그리고, 압축기 특성관계로부터 구해지는 최적의 $m_5\sqrt{T_5}/P_5$ 값을 이용하여, 주어진 추출압력(P_5)에 대한 압축기 입구온도(T_5)를 구할 수 있고, 식 (3)을 통해 최적의 열교환기 핀치포인트 온도차도 계산할 수 있다. 역으로, 열교환기의 핀치포인트 온도차를 고정시킨후 최적의 공기추출압력을 구할 수도 있다.

앞서 언급한바와 같이, 본 연구방법은, 주어진 가스터빈 압축기를 ASU와 연계시킬때, 압축기 성능변화에 대한 정량적 설계자료를 제시할 수 있으며, 더 나아가 효율을 극대화하는 최적의 연계조건을 산출할 수 있다. 그러므로, 이러한 연구결과를 IGCC 설계실제에 반영하기 위해서, 본 연구방법을 GATETM와 같은 상용 가스터빈 모사프로그램과 결합하는 방안을 고려하고 있다. GATE의 경우에 압축기 탈설계점 운전효과는 순전히 압축기 시험자료에만 의존하고 있으므로, 본 연구방법이 GATE의 한 모듈로 결합된다면, 실제 IGCC 플랜트 설계시스템의 효용성 제고에 큰 기여를 하리라 보여진다.

5. 결 론

IGCC 발전소내 ASU/공기압축기 연계설계를 위한 설계기준을 정의하고, 연계설계조건에 따른 압축기의 성능변화를 정량적으로 예측, 검토하였다. ASU로는 고순도의 산소와 질소를 생산해 낼 수 있는 복수형 증류탑 공정을 사용하였고, 기존의 증류탑공정 운전조건을 이용하여 ASU/압축기 연계설계기준을 제시하였다. ASU 연제로 인해 성능변화를 일으키는 압축기의 탈설계점 성능예측을 위해서는, 준3차원 유동해석방식과 압력손실모델을 결합하였고 예측된 성능해석결과를 기존의 압축기 시험결과와 비교하여 본 방법의 예측정확도를 검증하였다.

ASU/압축기 연계조건으로서 공기추출량, 추출압력 및 공기/질소간의 열교환조건을 변화시켜 가면서, 압축기의 성능변화를 관찰하였다. 추출량 및 핀치포인트 온도차의 증가에 따라 압축기의 압축비와 소요동력이 늘어남을 알 수 있었다. 그러나 압축기 효율의 경우에는 고압추출시에는 추출량의 증가에 따라 저하되고, 반면에 저압추출시에는 추출량의 증가에 따라 향상되었다. 또한 압축기입구 유량, 온도, 압력과 효율간의 관계를 일반화시키는 특성곡선을 제시하였고, 압축기효율이 극대화될 수 있는 최적의 ASU 연계조건을 제시하였다. 본 연구방법은 실제 IGCC 발전소 설계시 사용될수 있도록 상용 프로그램인 GATE와 결합시킬 예정이며, 이를 통해 IGCC 발전소 성능최적화가 가능하리라 보여진다.

감사의 글

본 연구는 IGCC "Bench Scale 급 석탄가스화기 운전 및 모사기술 개발" 프로젝트의 일환으로 이루어진 것이며, 이에 본 연구를 위해 지원을 하여주신 고등기술연구원 및 아주대학교 에너지시스템 연구센터 관계자들에게 감사한 사의를 표합니다.

참고문헌

1. D.M. Todd: "Clean Coal Technologies for Gas Turbines", GER-3650C, (1993).
2. 김종진, 박명호, 안달홍, 김남호, 송규소, 김종영: "석탄가스를 사용하는 복합발전 플랜트의 열성능해석", 한국에너지공학회지, 5(1), 8-18 (1996).
3. C. Lee, J.W. Lee, S.J. Lee, H.T. Kim and K. Chung: "ASPEN Simulation for IGCC Power Plant with Entrained-Bed Gasification and Cold Gas Clean-up Processes", 5th International Energy Conference Proceedings, 4, 183-191 (1993).

4. 문홍만, 박두선, 손무룡, "저온 공기분리기술", 화학공업과 기술, **11**(3), 177-183 (1993).
5. 이승중, 마수만, 윤용승, 김형택: "ASPEN 코드를 이용한 석탄가스화기내 주요변수들의 가스화 성능에 대한 영향", '93 한국에너지공학회 추계학술대회 논문집, pp. 37-41, (1993).
6. 이찬: "유선곡률방법을 이용한 가스터빈 엔진용 축류압축기의 설계점/탈설계점 성능해석", 한국항공우주학회지, **22**(1), 28-37 (1994).
7. S. Lieblein: "Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades", *ASME J. of Basic Eng.*, **72**, 575-587 (1960).
8. C. Lee and M.K. Chung: "Secondary Flow Loss and Deviation Models for Through-Flow Analysis of Axial Flow Turbomachinery", *Mechanics Research Communications*, **18**(6), 403-408 (1991).
9. B. Lakshminarayana and J.H. Horlock: "Review: Secondary Flows and Losses in Cascades and Axial-Flow Turbomachines", *Int. J. of Mechanical Science*, **5**, 298-304 (1963).
10. W.R. Britsch and W.M. Osborn: *Effects of Diffusion Factor, Aspect Ratio, and Solidity on Overall Performance of 14 Compressor Middle Stages*, NASA TP-1523, (1979).
11. R.E. Latimer: "Distillation of Air", *Chemical Engineering Progress*, (1967).
12. H. Cohen, G.F.C. Rodgers and H.I.H. Saravanamutto, *Gas Turbine Theory*, 3rd ed., Longman, New York, (1985).
13. Gas-Turbine Evaluation (GATE) Program, EPRI-AP-2871-CCM, (1983).