

IGCC 발전소내 공기분리장치와 연계된 가스터빈 공기압축기의 성능변화에 관한 연구

Study on the Performance Variation of Gas Turbine Air Compressor Integrated with Air Separation Unit in IGCC Power Plant

이찬¹⁾, 김형택²⁾, 윤용승³⁾

- 1) 수원대학교 기계공학과
- 2) 아주대학교 에너지학과
- 3) 고등기술연구원 전력에너지연구소

요약

석탄가스화복합발전소내 공기분리장치와 연계된 가스터빈 공기압축기의 성능변화를 예측할수 있는 해석방법을 제안하였다. 공기분리장치와 연계된 가스터빈용 공기압축기의 성능변화는 유선곡률방법과 압력손실모델을 결합한 해석방법을 사용하였으며, 예측결과들을 실제 압축기성능 시험결과와 비교하여 예측정확도를 검증하였다. 제안된 압축기성능 해석방법을 근간으로, 압축기와 공기분리장치의 연계조건인 열교환기의 핀치포인트 온도차, 추출공기량 및 추출 공기압력이 압축기 성능변화에 미치는 영향을 정량적으로 예측하였다. 공기추출량이 늘어나거나 핀치포인트 온도차가 커질수록, 압축기의 압축비 및 소요동력은 증가하나, 압축기 효율은 공기추출량의 증가에 따라 고압공기추출시에는 저하되고, 저압공기추출시에는 향상되었다. 더 나아가, 압축기의 일반화된 성능특성곡선의 제시를 통해, 압축기 효율을 극대화 할수 있는 압축기/공기분리장치 간 연계조건 최적화를 시도하였다.

1. 서론

일반적으로, IGCC용 공기분리장치(ASU:Air Separation Unit)와 가스터빈 공기압축기의 연계방식은 압축기로 유입된 공기를 임의의 압축기 중간단(interstage)에서 추출하여 ASU 로 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 증가시킬수 있다는 점과 ASU에서 가스터빈으로 재유입되는 차가운 질소를 이용하여 연소기내에 NOx 발생을 제어하는데 사용할수 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 ASU 를 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.

그러므로, 본 연구에서는 우선적으로 압축기내 유동해석과 압력손실모델을 결합하여 임의의 작동조건을 가지는 압축기의 탈설계점 성능을 예측할수 있는 해석방식을 제시하였다. 본 해석방식의 예측정확도를 검증하기 위하여, 실제 압축기 성능시험결과와 예측결과를 비교, 검토하였으며 다양한 탈설계점 작동조건에 대해 본 예측방법이 비교적 신뢰할수 있음을 알수 있었다. 이러한 압축기 탈설계점 성능해석방식을 사용하여, 가스터빈 공기압축기와 ASU 간의 연계조건을 정의한 후 ASU 와 압축기 사이의 열교환장치의 운전조건, 공기추출량 및 추출압력이 압축기성능(압축비, 효율, 동력소모량)에 미치는 영향을 정량적으로 검토하였다. 또한, ASU 와 연계된 압축기효율의

극대화를 위한 최적의 ASU 연계조건을 정량적으로 제시하였다.

2. 가스터빈 공기압축기의 성능예측 방법

발전소 가스터빈에 사용되는 축류형 압축기는 회전축에 다수의 블레이드가 방사형으로 설치되어 일정한 회전수로 회전하고, 이때 블레이드 사이를 통과하는 공기가 회전 블레이드로부터 에너지를 전달받아 압축된 후, 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(S_1)과 블레이드 날개길이 방향의 유면(S_2)으로 나누어 생각하는 근사적인 방법이 흔히 사용된다. 그러므로 S_1 면의 유동을 접선 방향으로 평균화한 후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S_2 면은 압축기 블레이드 내부 유동장을 대표하게 된다(Fig.2 참조).

이러한 블레이드 S_2 평균유면내의 유동을 해석하기 위해서, 본 연구에서는 유선곡률방법(streamline curvature method)을 사용하였다. 유선곡률방법은 블레이드 접선방향으로 평균된 비점성 Navier-Stokes 방정식에 블레이드 회전에 의해 유체에 전달되는 에너지를 나타내는 Euler 일(work) 관계식, 압축기 유로를 통과하는 유동의 질량보존관계식과 블레이드를 거치면서 유체가 겪게 되는 압력손실을 예측하는 경험적 상관관계식들을 결합하여, 유동변수들이 수렴될 때 까지 축차적으로 계산을 수행하는 방법이다(상세한 내용은 참고문헌1 참조). Table 1 은 본 방법에서 사용한 압력손실 상관관계식을 보여주고 있다.

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[1] and Leiblein[2]
Secondary flow within blades	Lee and Chung[3]
Hub and casing boundary layer flows	Howell[4]
Leakage flow at blade tip	Fujii[4]

압축기 성능해석방법의 예측정확도를 검증하기 위하여, 기존의 압축기 실험결과들과 예측결과를 비교, 검토하였다. Fig.3 은 NASA에서 개발된 압축기에 대해, 유량을 변경시켰을 때의 탈설계점(off-design point) 성능곡선을 보여주고 있다. Fig.3 의 효율 및 압축비 곡선에서 볼 수 있듯이, 유량의 변화에 따른 압축기 성능변화 예측결과가 실험자료[5]에 비해 효율은 최대 7%, 압축비는 최대 2% 상대오차 범위내에서 잘 일치함을 알 수 있다.

3. 가스터빈 공기압축기와 ASU 의 연계조건

Fig.4 에서 볼 수 있듯이, IGCC 발전소에서 사용되는 가스터빈 압축기의 경우는 중간단에서 공기를 부분적으로 추출하여, 공기를 ASU 로 보낸 후 아르곤, 이산화탄소와 같은 미량의 구성요소를 제거한 후 고순도의 산소와 질소로 분리한다. 그리고, 산소는 석탄가스화기의 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 ASU 의 특징을 알 필요가 있다. Fig.5 는 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 순수산소에 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 높이가 설정되어야 한다[6]. 앞서의 ASU 공정에 대한 관찰을 통해, IGCC 내 가스터빈과 ASU 가 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 조업조건에 따라 결정되어진다. 건식 분류층 석탄가스화 성능연구[7,8]에 따르면, 산소/석탄의 주입비율이 0.8-1.2에서 석탄가스화가 가능하고, 습식인 경우에도 산소/석탄의 주입비율이 약 0.9 정도를 나타내고 있다. 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.4 를 참고로 하여, 다단압축기내 n 번째 압축기 단의 출구에서 추출된 공기가 ASU 를 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, f 는 n 번째 압축기단 출구에서의 공기추출비를 나타내어준다. 또한, s 는 공기분리장치에 유입된 공기중에서 분리되어지는 질소의 질량비를 나타내며, 일반적으로 복수형 증류탑 공정은 99.99 % 이상의 순도를 가지는 질소, 산소 분리가 가능하므로, s 값은 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 압축기에서 추출되는 공기의 온도(T_1)는 등엔트로피 압축과정 관계식을 통해 구한다.

4. ASU 연계조건에 따른 공기압축기의 성능변화

앞서 제시된 압축기 성능해석방법을 바탕으로, ASU 연계설계조건(공기추출량, 추출압력 및 질소/공기간의 핀치포인트 온도차)을 변화시켜 가면서 압축기의 성능이 어떻게 변화되는지를 관찰하였다. 이때, ASU 를 통과하면서 겪게되는 공기 및 질소의 압력손실은 거의 무시할 만큼 작다고 가정하였다. 또한, 연구대상으로 삼은 다단 압축기는 NASA 23B-20 과 동일한 블레이드 설계 사양을 가지는 압축기단들이 축방향으로 축척된 것으로 가정하였으며, 회전수는 발전용 가스터빈에 맞게 3600 rpm 으로 설정하였다.

Figs.6(a)-(c) 는 공기추출압력이 5기압이고 핀치포인트 온도차가 각각 100, 135, 170 K 인 경우에 대해, 공기추출량을 압축기 전체공기유입량의 30% 까지 변화시켜보면서, ASU 로부터 질소가 재유입되는 (n+1)번째 압축기단(Fig.4 참조)이 어떠한 성능변화를 겪는지를 보여주고 있다. 이때, 관심의 대상인 성능변수로는 압축비, 효율, 소요동력 및 입구온도(T_5)를 선정하였으며, 성능변화를 정량적으로 나타내기 위해 ASU 와 연계되지 않은 경우의 압축기 성능변수들과의 비율로 도시하였다. 또한 ASU 출구 에서의 질소온도(T_3)는 통상적으로 ASU 내 질소과열기(nitrogen superheater)를 거치면서 100 K 까지 상승된 것으로 가정하였다[9].

Figs. 6(a)-(c) 에서 볼수 있듯이, 공기추출량을 증가시킴에 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 효율저하 및 소요동력증가가 더욱 지배적임을 알 수 있다. 또한 각각의 핀치포인트 온도차에 대한 성능 예측결과를 비교해 보면, 핀치포인트 온도차가 큰 경우가 작은 경우에 비해 더 많은 소요동력을

필요로 함을 알 수 있다.

Figs. 7(a)-(c)는 4기압상태의 공기를 추출하여 ASU와 연계시킨 경우의 압축기 성능변수들을 보여주고 있다. Figs. 6(a)-(c)의 결과와 유사하게, 비록 저압상태에서 공기를 추출하였지만, 추출량의 증가는 압축비와 소요동력의 증가를 가져오고 있다. 그러나, 효율은, Figs. 6(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.8과 같은 일반화된 압축기 성능 특성곡선을 이용하여 다시 도시하였다(Fig.8에서는 압축기 입구조건들인 유량(m_5), 온도(T_5), 압력(P_5)을 하나의 변수($m_5\sqrt{T_5/P_5}$)로서 정량화 하였다). Fig.8에서 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 압축기 효율을 향상시키는 결과를 가져온다. 또한, Fig.8로부터, 압축기 효율을 극대화할 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 압축기 효율이 86.1%로 최대가 됨을 알 수 있었다.

5. 결론

IGCC 발전소내 ASU/공기압축기 연계설계조건의 변화에 따른 압축기의 성능변화를 정량적으로 예측, 검토하였다. 복수형 증류탑 공정을 사용하는 ASU와 연계된 공기압축기는 공기추출량 및 ASU/압축기 사이 열교환기의 핀치포인트 온도차가 증가할수록, 압축기의 압축비와 소요동력이 늘어남을 알 수 있었다. 그러나 압축기 효율은 고압추출시에는 추출량의 증가에 따라 저하되고, 반면에 저압추출시에는 추출량의 증가에 따라 향상되었다. 또한 압축기 입구 유량, 온도, 압력과 효율간의 관계를 일반화시키는 압축기 성능특성곡선의 제시를 통해, 압축기 효율이 극대화될 수 있는 최적의 ASU 연계조건을 제시하였다.

후기

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

참고문헌

1. 이찬, "유선곡률방법을 이용한 가스터빈 엔진용 축류압축기의 설계점/탈설계점 성능해석," 한국항공우주학회지, 제22권 제1호, pp.28-37, (1994)
2. S.Lieblein, "Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades," ASME J. of Basic Eng., vol.72, pp.575-587, (1960)
3. C.Lee and M.K.Chung, "Secondary Flow Loss and Deviation Models for Through-Flow Analysis of Axial Flow Turbomachinery," Mechanics Research Communications, vol.18, no.6, pp.403-408, (1991)
4. B.Lakshminarayana and J.H.Horlock, "Review: Secondary Flows and Losses in Cascades and Axial-Flow Turbomachines," Int. J. of Mechanical Science, vol.5, pp.298-304, (1963)
5. 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)
6. 문홍만, 박두선, 손무룡, "저온 공기분리기술," 화학공업과 기술, 제11권 제3호, pp.177-183, (1993)
7. 이승중, 마수만, 윤용승, 김형택, "ASPEN 코드를 이용한 석탄가스화기내 주요변수들의 가스화 성능에 대한 영향," '93 한국에너지공학회 추계학술대회 논문집, pp.37-41, (1993)
8. 김종진, 박명호, 안달홍, 김남호, 송규소, 김종영, "석탄가스를 사용하는 복합발전 플랜트의 열성능해석," 한국에너지공학회지, 제5권 제1호, pp.8-18, (1996)
9. R.E.Latmier, "Distillation of Air," Chemical Engineering Progress, (1967)

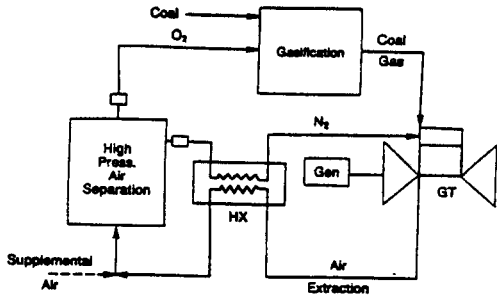


Fig.1 Schematic Diagram of the IGCC Power Plant with ASU

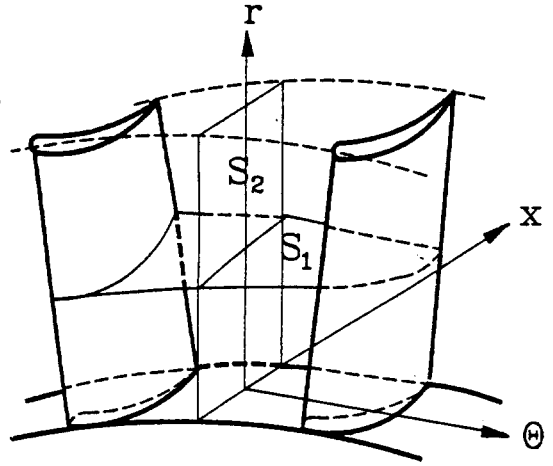


Fig.2 Quasi-3-D Flow Surfaces within Axial Compressor Blade Row

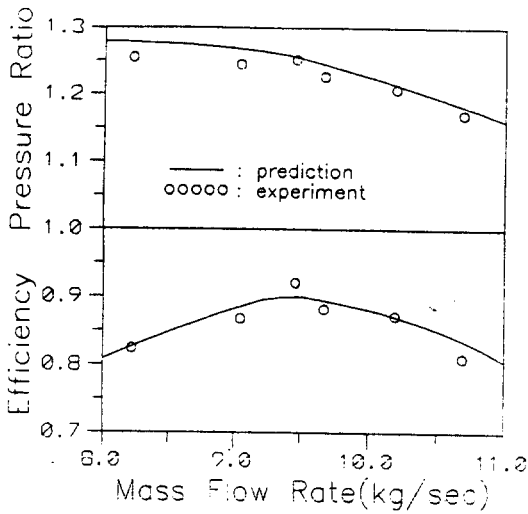


Fig.3 Off-design Performance Curves of NASA 23B-20 Compressor

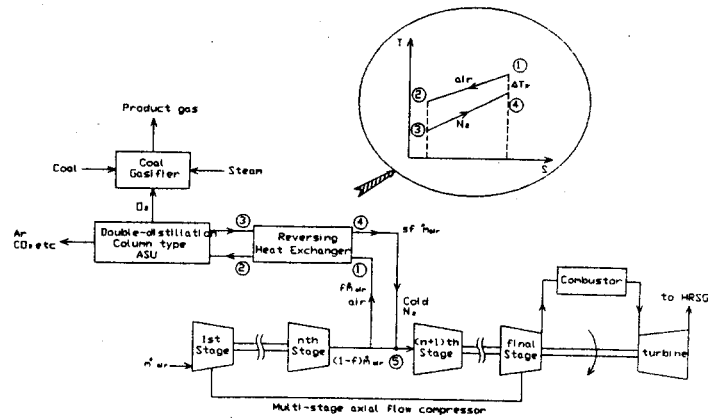


Fig.4 Integration Scheme between Gas Turbine Compressor and ASU

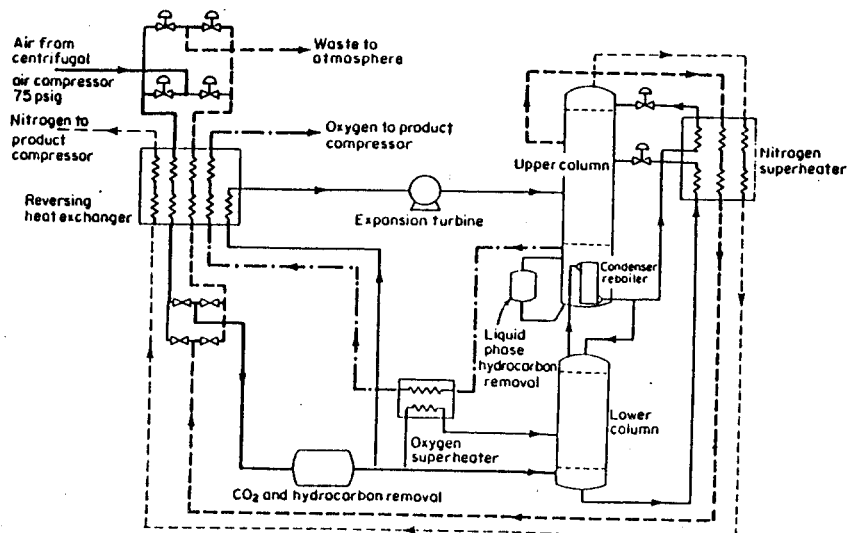


Fig.5 Process Flow of Double Distillation Column ASU

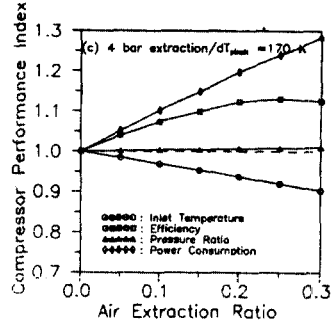
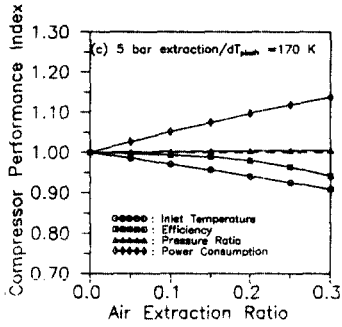
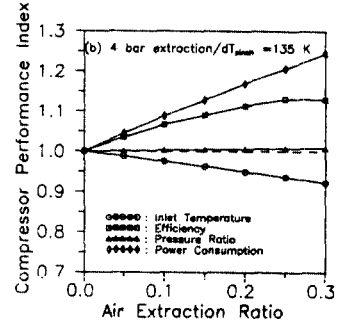
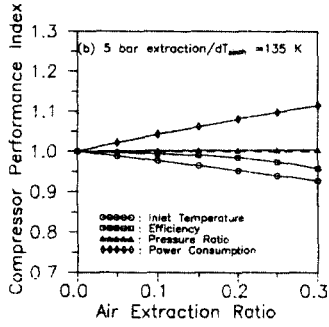
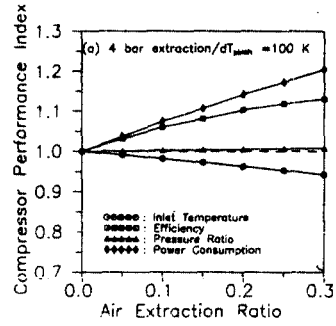
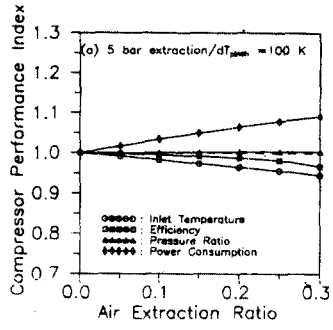


Fig.6 Performance Variations of the Compressor

Fig.7 Performance Variations of the Compressor

Integrated with ASU at 5 bar

Integrated with ASU at 4 bar

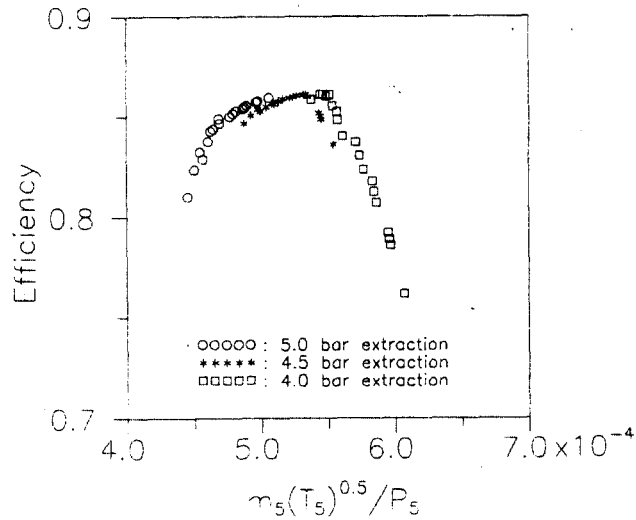


Fig.8 Generalized Efficiency Characteristic Curve of Compressor