

가변속 터보블로워의 성능특성에 관한 연구

최범석* · 박무룡* · 황순찬* · 박준영*

A Study on Performance of a Variable-Speed Turbobl原因

Bum-Seog Choi*, Moo Ryoung Park*, Soon Chan Hwang*, Joon Young Park*

Key Words : Turbo-Blower(터보블로워), High Speed BLDC Motor(고속 BLDC 모터), Aerodynamic Design(공력설계), Performance Test(성능시험)

ABSTRACT

A turbo blower directly driven by a variable-speed BLDC motor was designed and tested to investigate performance characteristics. Computational analysis and performance tests validated the design method for the present turbo blower. Experimental measurements showed that the blower has an enough stability margin. This paper gives an outline of design, computational flow analysis and performance test for aerodynamic performance of the blower

1. 서론

국내 산업 현장에서 토출압이 0.4 - 0.8 barG 수준의 고압 블로워는 오페수 급기용, 슬러지 회수 장비용, 양식장 급기용, 분체 이송용, 쇼트볼 회수 장비용, 중앙 집중식 청소장비용, 라지움 온천 발포용, 편직기계 흡착장치용, 시멘트 제조용 등에 다양하게 사용되고 있고 큰 시장규모를 가지고 있다. 이와 같이 고압 블로워의 사용이 필수적인 산업현장에서는 현재 주로 루츠 블로워(roots blower)와 링블로워(ring blower)가 사용되고 있다. 그러나 루츠블로워와 링블로워는 소음이 심하고 크기가 크고 효율이 낮으며, 특히 부분부하 운전에는 많은 어려움이 따른다. 또한 국내 대부분의 터보형 블로워는 다단형태로 일반 전동기에 직결구동되어 일정한 회전수(3,600rpm)로 운전되고 있어서, 일부 수요처에서는 비교적 높은 토출압을 가지는 고압 다단 블로워나 터보압축기 등을 구매하여 토출압을 적용대상이 요구하는 각각 다른 압력수준에 맞도록 감압밸브

본 연구에서는, 현재 산업현장에서 쓰이는 다단 고

압 블로워나 루츠블로워, 링블로워 등의 낭비되는 에너지를 절약하고 시장을 대체할 수 있는 단단 가변속 제어형 고압 블로워 개발을 위한 연구를 수행하였다. 가변속제어형 고속 전동기(Variable Voltage Variable Frequency High Speed Motor) 채용한 원심형의 고속 블로워를 설계, 제작하여 성능을 확인하였다.

2. 터보블로워 설계

터보블로워의 공력 기본설계는 주어진 설계사양에 대하여 평균유선을 따르는 1차원 설계를 수행하여 주요형상과 전체의 유로형상을 결정하는 단계와 역으로 설계된 형상을 입력으로 하여 1차원 성능예측을 탈설계점(off-design points)까지 포함하여 수행하는 단계로 구성된다.⁽¹⁾

가변속 터보블로워의 설계사양은 Table 1과 같이 결정되었다.

Table 1의 설계사양을 토대로 수행된 기본 공력설계를 수행하였다. 1차원 성능해석과정은 설계점에서의 압력비와 유량, 회전수, 그리고 효율등을 목표로 설계된 터보블로워의 1차원 성능해석을 수행하여 설계점뿐만 아니라 넓은 영역의 회전수와 유량의 변화에 따른 탈설계점에서의 설계대상 터보블로워의 성능을

* 한국기계연구원 열유체공정기술연구부
E-mail : bschoi@kimm.re.kr

Table 1 터보블로워 설계사양

항목	설계사양
Inlet Total Temperature	288.15 K
Inlet Total Pressure	101.3 kPa
Pressure Ratio	0.8
Isentropic Efficiency	78 %
Mass Flow Rate	0.286 kg/sec

Table 2 임펠러 및 디퓨저의 주요제원

임펠러		
항목	설계결과	
블레이드 개수(main/splitter)	12/12	
블레이드 축방향 길이	45.25 mm	
입구 팁 반경	39.3 mm	
입구 hub/tip ratio	0.4	
출구반경	73.1 mm	
블레이드 입구각	허브	60.8°
	팁	33.33°
블레이드 출구각	45°	
출구 폭	4.6 mm	
디퓨저		
항목	설계결과	
블레이드 갯수	13	
베인 입구 반경	80.4 mm	
베인 출구 반경	96.5 mm	
베인 블레이드각	입구	20.8°
	출구	27.8°
출구 폭	4.3 mm	

해석하였다.

이와 같이 최종 설계된 임펠러 및 디퓨저의 주요

제원을 Table 2에 표시하였다. Fig. 1은 설계된 임펠러를 제작하여 구동용 전동기의 로터와 조립한 모습을 사진이다.

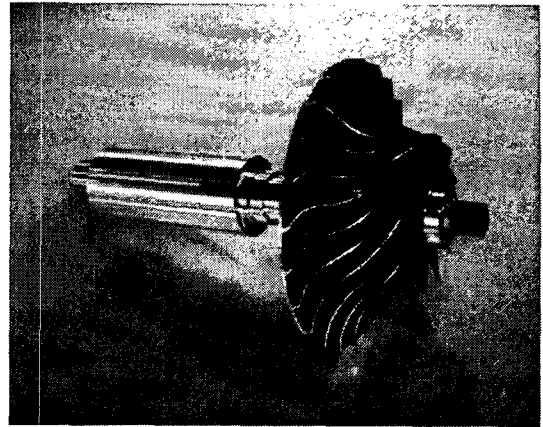


Fig. 1 설계, 제작된 임펠러의 형상

설계된 터보블로워 구동용 전동기는 회전속도가 45,000rpm이고, 정격출력이 50hp이고, NdFeB 영구자석을 사용하는 BLDC 모터(blushless DC motor)로 설계/제작되었다. 블로워 임펠러와 전동기의 특성에 적합한 회전축계를 설계하였으며, 첫번째 고유진동수는 translational frequency 28942 rpm(482Hz)의 모드형상을 보여주었고, 두번째 고유진동수는 Conical frequency 64474 rpm(1074Hz)의 모드형상을 보여주었다.

3. 3차원 유동해석

3.1. 모델링 및 해석방법

블로워의 익형 설계에서 주어진 유량, 압력, 온도 등의 물리적인 조건을 만족하는 일차적인 설계 단계 후 설계된 익형의 문제점 파악과 아울러 효율이 좋은 익형의 설계를 위하여서는 익형을 지나는 가스의 유동 해석이 필수적이다. 이를 위하여 3차원 Full Navier Stokes 방정식이 익형 내부 유동장 해석에 이용되고 있다. 하지만, 익형의 초기 설계 단계에서는 유동 해석에서 충분히 빠른 계산 결과를 얻을 수 있어야 유동해석 결과를 설계에 반영하는 설계를 몇 차례 반복 수행해서 최종의 설계안을 내놓게 된다. 따라서 설계 단계에서는 비교적 간단한 난류모델을 적용한 3차원 유동 해석을 수행하여 설계의 양호가 판단된 후, 최종

설계 단계에서는 보다 정확한 3차원 Full Navier Stokes 방정식에 의한 유동 해석을 수행하고 성능을 확인하는 단계를 거친다.

본 연구에서는 터보기계의 유동해석에 많이 사용되고 있는 CFX-BladeGenPlus와 CFX-TascFLOW를 사용하여 블로워 내부 유동을 계산하였다.

3.2. 유동해석결과

터보블로워의 성능평가를 위해 임펠러와 디퓨저 부분을 계산영역으로 3차원 유동해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러 영역과 회전하지 않는 디퓨저 영역의 경계에서는 원주방향으로 적분된 유동물성치가 이 경계를 통해서 전달되도록 하는 경계조건이 사용되었다.

Fig. 2는 임펠러와 디퓨저의 블레이드와 허브면에서의 압력분포이다. 이때의 유량은 0.286 kg/s이고, 회전수는 45,000 rpm이고, 블로워 입구와 디퓨저 출구의 전압력비는 2.166으로 계산되었다. 전체적으로 압력은 고르게 상승하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3과 4에는 임펠러와 디퓨저의 블레이드 하중분포를 보여준다. 블레이드 높이의 1/2이 되는 부분에서의 하중분포를 표시하였고, 임펠러의 경우는 주 블레이드(main blade)와 스플리터 블레이드(splitter blade)의 하중분포를 함께 그렸으며 스플리터가 시작되는 부분을 제외하고는 거의 차이가 없다. 임펠러는 입구에서 출구까지 거의 일정한 블레이드 하중을 가지

출구측으로 가면서 낮아진다. 블레이드 하중분포는 임펠러와 디퓨저 모두 양호한 것으로 판단된다.

주유동면(meridional plane)에서의 유선분포를 Fig. 5에 나타내었다. 입구에서 출구까지의 전 유동영역에서 이상적인 유동분포를 보여준다.

Fig. 6에는 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지의 전 압력 변화를 보여준다. 임펠러의 인두서 부분에서는 상대적으로 완만한 압력상승을 보여주다가 주유동이 반경방향으로 이루어지는 부분에서는 급격히 상승하여 디퓨저 부분에서 다시 감소하는 형태를 보인다. 임펠러 부분에서의 분포는 적절하나 디퓨저 부분에서의 전 압력 감소가 다소 크게 나타나므로 약간의 개선 여지가 있는 것으로 판단된다.

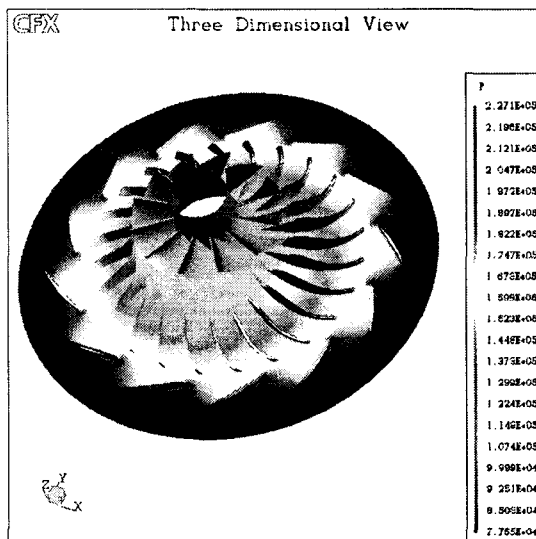


Fig. 2 블로워의 임펠러와 디퓨저의 압력분포

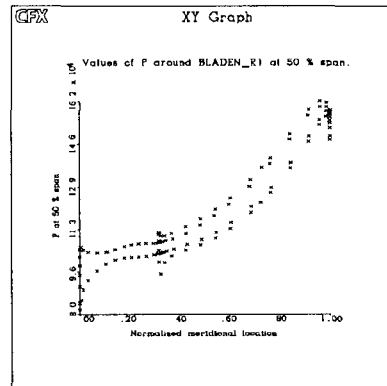


Fig. 3 임펠러 블레이드 하중분포

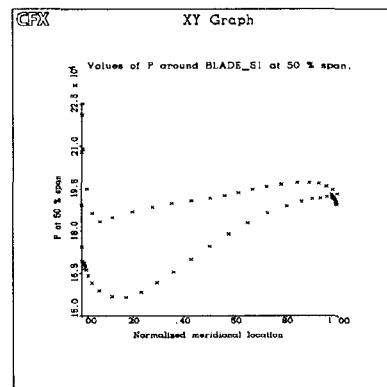


Fig. 4 디퓨저 블레이드 하중분포

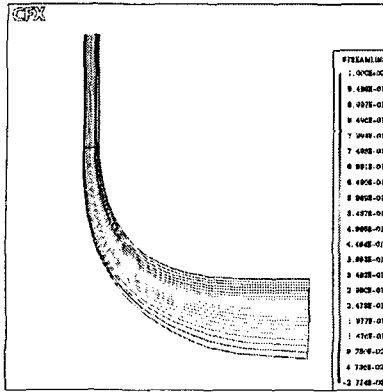


Fig. 5 주유동면에서의 유선분포

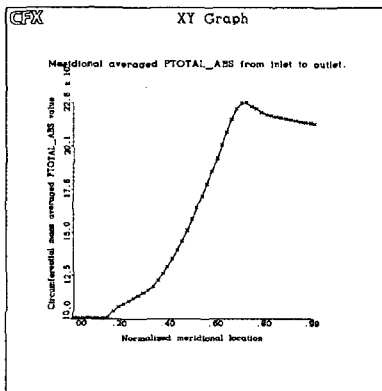


Fig. 6 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지의 압력변화

디퓨저의 입구 블레이드각이 20.8° 인 베인과 16.0° 인 베인을 터보블로워에 각각 사용했을 경우에 대하여 유량을 변화시켜 가면서 유동해석을 수행하였다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 두 가지 베인 모두 질량유량이 $0.23 \sim 0.25 \text{ kg/sec}$ 정도에서 최고의 압축비를 가지는 것으로 나타났다. 최대 압축비가 나타나는 유량(약 0.24 kg/sec)보다 작은 영역에서는 디퓨저 입구 블레이드각이 16.0° 인 경우가 입구 블레이드각이 20.8° 인 것에 비하여 압축비가 높게 나타났으며, 압축비가 최고인 유량보다 유량이 큰 영역에서는 반대로 디퓨저 입구 블레이드각이 16.0° 인 경우가 입구 블레이드각이 20.8° 인 것에 비하여 압축비가 낮게 나타났다. Fig. 8에는 Fig. 7과 같은 조건에서 효율의 변화를 나타내었다. 효율은 두 가지 베인이 사용된 경우의 최대 효율을 보이는 유량이 각각 다르게 나타났으며, 유량이

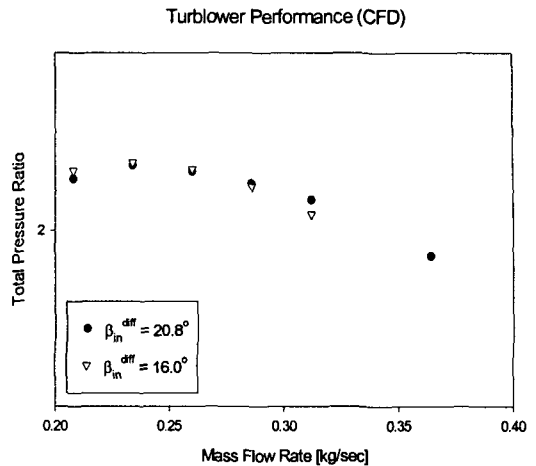


Fig. 7 유량과 디퓨저 입구각에 따른 압축비 (CFD 결과)

0.24 kg/sec 보다 작은 경우는 디퓨저 입구 블레이드각이 16.0° 인 경우가 입구 블레이드각이 20.8° 인 것에 비하여 효율이 약간 높게 나타났으며, 유량이 0.24 kg/sec 보다 큰 경우는 디퓨저 입구 블레이드각이 16.0° 인 경우가 입구 블레이드각이 20.8° 인 것에 비하여 효율이 낮게 나타났으며 유량이 커질수록 효율 감소 폭이 커진다. 임펠러, 볼루트(volute)나 주유동면(meridional plane) 형상을 그대로 두고 디퓨저의 형상변화만으로 블로워의 성능곡선을 요구에 맞게 조정할 수도 있을 것으로 보인다.

4. 성능시험

고압 블로워의 성능시험을 위해 대기 공기를 흡입하여 실제 가동조건에서 시험을 수행하였으며, 시험장치와 시험방법은 ASME PTC 10 Code⁽²⁾를 따르며 KS B 6311⁽³⁾ 과 KS B 6350⁽⁴⁾을 참조하였다.

4.1. 성능측정시스템

블로워 성능측정 시스템은 Fig. 9와 같이 설계/제작하였으며, 입구에는 흡입노즐을 부착하여 유량을 측정하였고, 블로워의 출구부에서는 정압과 전온도를 측정하였다. 흡입상태로서의 대기조건인 온도와 압력을 측정하였다. 유량측정용 흡입노즐은 KS B 6311⁽³⁾ 과 KS B 6350⁽⁴⁾에 규정한 형상으로 제작하였다. 흡입노즐의 직경은 80 mm 이고 압력측정은 원주방향으로 90° 간격으로 4개의 압력취출구의 평균값을

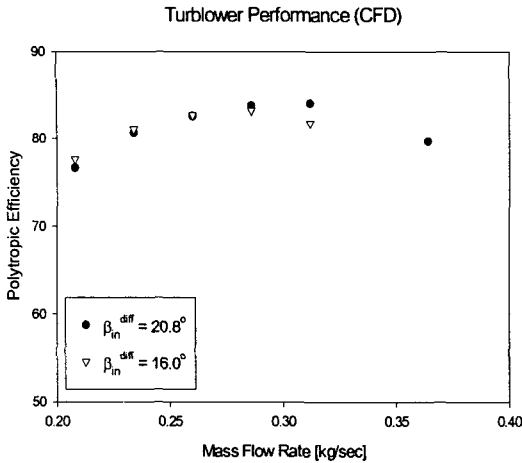


Fig. 8 유량과 디퓨저 입구각에 따른 효율(CFD 결과)

Furness 사의 마이크로 마노메타(micro manometer) FCO-510으로 측정하였다. 측정된 압력을 유량으로 환산하기 위하여 한국표준연구원에 의뢰하여 제작된 흡입노즐을 교정하여 사용하였다. 토출압 측정부는 flow straightener, 압력측정공, thermocouple로 구성되었으며 출구에서 밸브로 유량을 조절하면서 실험을 수행하였다. 압력 및 온도 센서의 신호를 NI사의 signal conditioner SCXI-1102와 DAQ 보드 PCI-MIO-16E-4를 사용해서 PC로 읽어 들여 Labview를 이용해서 온도와 압력으로 환산하였다. 이 외에도 블로워 설계를 검증하기 위해서 임펠러 부분의 케이싱에 주유동방향으로 4개의 압력공과 디퓨저 부분과 블루트 부분에 원주방향으로 각각 4개씩의 압력공을 만들어 압력을 측정하였다.

4.2. 성능시험방법

ASME PTC 10 Code⁽²⁾에 따르면 블로워의 효율은 축동력의 측정방법에 따라 직접 측정법과 간접 산출법으로 계산될 수 있다. 직접 측정법은 토크메타(torquemeter)나 다이나모메타(dynamometer)를 이용해서 축동력을 직접 측정하는 방법이고, 간접 산출법에는 정밀하게 교정된 전동기를 사용해서 전기적인 측정치로부터 축동력을 산출하는 전기적인 측정방법(electric measurement method)과 블로워의 입구와 출구에서의 열수지를 분석해서 축동력을 산출하는 열수지 측정방법(heat balance measurement method)이 있다. 전기적인 축동력 측정방법에서는 모터 입력축의

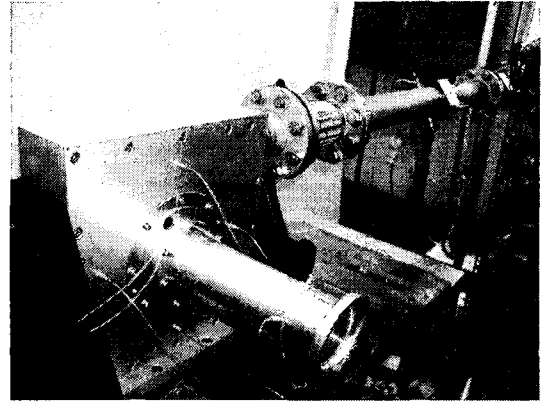


Fig. 9 블로워 성능측정 시스템

전류, 전압, 전력을 측정하고 정밀 교정된 모터의 역률과 효율을 고려한다. 본 연구에서도 사용할 고속 전동기의 역률과 효율 등을 측정하였으나 전기적인 측정데이터의 신뢰성을 확인할 수가 없어, 본 실험에서는 열수지 측정방법에 의해 축동력을 측정하였다. 열수지 측정방법에서는 블로워 입구와 출구에서의 온도와 압력을 측정하여 축동력을 계산하고, 이 축동력은 기계적 손실과 모터손실이 배제된 동력을 의미한다.

블로워 입구 전상대에서 출구 전상대까지의 폴리트로픽 압축과정을 가정하면 외부 열전달을 무시할 수 있는 경우에 블로워 입구와 출구에서의 전압과 전온도를 측정함으로써 효율을 평가할 수 있다.⁽⁵⁾

4.3. 성능시험 결과 및 검토

성능 측정은 몇 가지 회전수에 대하여 먼저 회전수를 고정시켜 놓고 유량을 변화시켜가면서 측정하였다. 지금까지 회전수는 15000 rpm, 20,000 rpm, 25,000 rpm, 30,000 rpm, 32,500 rpm에 대하여 실험을 수행하였으며 앞으로 추가적인 실험을 통하여 이 이상의 회전수에 대한 실험을 수행할 예정이다.

Fig. 10은 성능시험에서 얻어진 유량과 압축비의 관계를 보여준다. 여기서 회전수는 편의상 25,000 rpm, 30,000 rpm, 32,500 rpm인 경우만 표시하였다. 30,000 rpm에서의 두 번의 측정결과를 Fig. 10에 같이 표시하였는데 실험의 재현성이 좋은 것으로 판단된다. 측정데이터의 편차가 있어 Fig. 10에는 나타나지 않았지만 32,500 rpm에서 최대 압축비는 1.5 정도로 나타났으며 압축비 1.45 정도에서는 안정적으로 운전될 수 있을 것으로 보인다. 또한 전반적으로 비교적 안정적인 운

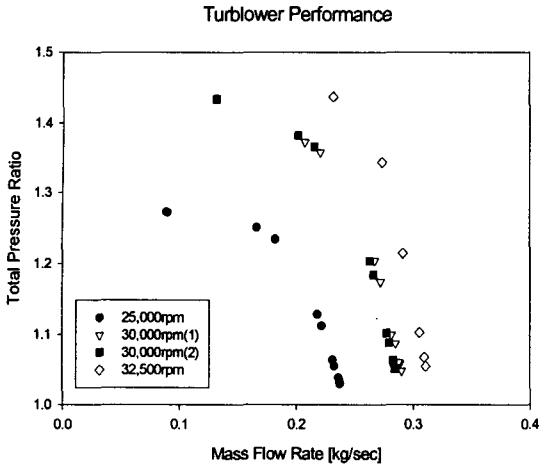


Fig. 10 유량에 따른 압축비(성능시험 결과)

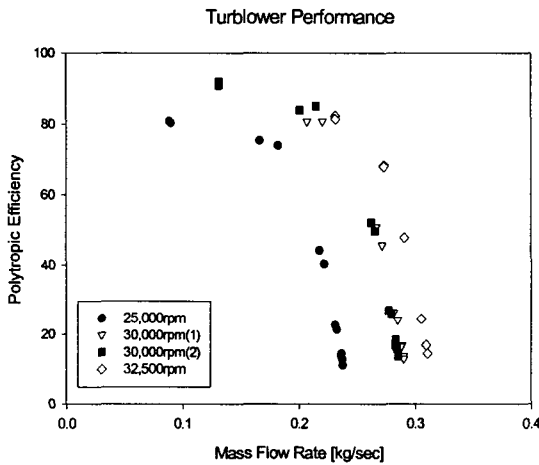


Fig. 11 유량에 따른 전효율(성능시험 결과)

전영역을 확보하고 있는 것으로 나타났다. 설계단계에서 해석한 탈설계점 성능과 비교를 해 보면 1차원 해석한 탈설계 성능과의 차이가 비교적 큰 것으로 나타났다, 해석한 탈설계 성능보다 유량과 압축비가 큰 영역에서 운전되고 있음을 알 수 있었다.

유량에 따르는 효율의 관계는 Fig. 11에 표시하였다.

효율(폴리트로픽)은 전반적으로 예측한 값보다 높게 나타났는데 이것은 성능시험장치에서의 단열이 충분히 이루어지지 못했기 때문인 것으로 판단된다.

5. 결론

가변속 제어형 고속전동기를 채용한 원심형 고압블로워를 설계, 제작하여 성능시험을 수행하였다. 또한 유동해석을 통하여 세부적인 유동특성을 파악하였다.

유동해석 결과로부터 임펠러와 디퓨저의 블레이드 하중은 적절하게 설계되었음을 확인하였다. 블레이드 입구각이 다른 두 가지 디퓨저 배인에 대하여 터보블로워의 운전특성 변화를 관찰하였다.

성능시험으로부터 측정된 회전수까지는 안정된 운전영역을 확보하고 있음을 확인하였다. 회전수 32,500 rpm에서 최대 압축비는 1.5정도로 나타났고 전반적으로 안정적인 운전영역을 확보하고 있는 것으로 나타났다. 기본설계에서 해석된 탈설계성능과 차이가 비교적 크게 나타났으며, 해석된 탈설계성능에 비해서 유량과 압축비가 큰 영역에서 운전되고 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술 개발 사업의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 오군섭 외, 1999, "터보제너레이터 및 관련 유체기계의 공력설계 및 해석기술개발," 한국기계연구원 연구보고서.
- (2) ASME PTC 10, 1997, "Performance Test Code on Compressors and Exhausters," ASME.
- (3) 한국산업규격, 1982, "송풍기의 시험 및 검사 방법," KS B 6311.
- (4) 한국산업규격, 1978, "터보형 블로어-압축기의 시험 및 검사 방법," KS B 6350.
- (5) 강신형 역, 1989, "유체기계", 회중당.