

S자형 환형덕트가 원심압축기 성능에 미치는 영향에 관한 연구

정주현*, 전승배*, 김승우*

A Study on the Influence of S Shaped Annular Duct on the Centrifugal Compressor Performance

J. H. Jung*, S. B. Chen* and S. W. Kim*

ABSTRACT

In twin spool aero-engine, there may be a S shaped annular duct between high pressure and low pressure spools. The flow passing this S shaped duct experiences the flow acceleration and deceleration due to the convex and concave surface of the duct as well as the increase of blockage according to the boundary layer growth along the surfaces. So, the high pressure compressor which is located behind the S shaped duct is influenced by the non-uniform flow field generated by the geometry of inlet duct.

To study the influence of the S shaped duct on the centrifugal stage, performance tests were implemented for the compressor with straight cylindrical inlet duct and with S shaped inlet duct, respectively. The test results showed that the performance, such as pressure ratio and efficiency, of the compressor with S shaped duct was worse than that of the compressor with cylindrical duct. And the compressor with S shaped duct had reduced maximum flow rate around design speed. To investigate the cause of performance degradation, flow analysis was performed for the impeller in front of which is located S shaped annular duct. The result of CFD showed the strong acceleration of the flow in the axial direction around the inducer tip region which caused the increase of relative mach number and the decrease of incidence angle of the flow.

초 록

항공기용 엔진에는 압축기단들 사이에 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 존재하기도 한다. 이러한 엔진에서 S자형 덕트를 통과하는 유동은 볼록면과 오목면을 따라 가면서 가속과 감속이 이루어지고, 벽면에서의 경계층 성장으로 인해 유로폐쇄량이 증가한다. 이처럼 S자형 덕트의 영향으로 후방에 존재하는 압축기는 불균일한 축방향 속도분포에 따른 영향을 받게 된다. 따라서, 후방 압축기는 전방에 위치한 S자형

* (주)삼성항공 엔진연구소(Samsung Aerospace Industries. Ltd.)

덕트의 영향을 충분히 고려하여 설계하여야 한다.

S자형 덕트가 미치는 영향을 고려하여 설계된 원심압축기의 성능을 검증하고, S자형 덕트가 원심압축기 성능에 미치는 영향을 파악해보기 위해 압축기 입구에 S자형 환형덕트를 장착한 경우와 원통형 덕트를 장착한 경우에 대해 각각 성능시험을 수행하였다. 시험결과를 통해 입구에 S자형 덕트가 있는 경우에는 없는 경우보다 압축비 및 효율 등 압축기 성능이 저하되고, 초킹유량이 감소함을 알 수 있었다. 이러한 성능저하의 원인을 분석하기 위해 s자형 덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석을 수행하였으며, 그 결과 성능저하의 원인은, S자형 덕트와 임펠러의 상호작용으로 설계시 예측했던 것보다 인듀서팁에서 상대마하수가 증가하였고, 영각이 감소하였기 때문임을 확인할 수 있었다.

기호설명

- T : temperature
 k : specific heat ratio
 M : Mach number
 P : pressure
 C : absolute velocity
 \dot{m} : mass flow rate
 ρ : density
 A : area
 B : blockage
 R : gas constant(radius)
 U : blade rotational speed
 $AK = \frac{C_{m1,t}}{C_{m1,rms}}$: axial velocity ratio
 W : relative velocity
 β_{1t} : relative flow angle
 (relative to meridional, positive in the blade rotational direction)
 β_{bit} : blade tip angle
 i : incidence angle
 L : axial length of S shaped duct
 x : axial coordinate of S shaped duct

- Subscripts -

- l : impeller inlet
 rms : rms radius ($R_{rms} = \sqrt{\frac{R_h^2 + R_t^2}{2}}$)
 h : hub
 rel : relative
 m : meridional
 t : tip
 0 : total

1. 서 론

대형민항기에는 연료소모율이 낮은 고바이패스비 터보팬엔진이 주로 장착되는데, 이런 팬엔진의 특징 중 하나는 팬의 직경은 크지만 고속으로 회전하는 고압압축기의 직경은 상대적으로 작다는 것이다. 따라서, 고바이패스비 쌍스폴(twin spool)엔진에서는 저압단과 고압단 압축기의 직경차로 인해, 팬을 지난 유동의 손실을 최소화시키면서 고압압축기로 유도하기 위해서는 S자 형상을 가지는 환형덕트가 필요하다. 이처럼 고압압축기와 저압압축기를 연결하는 유로내에는 비교적 넓은 공간이 존재하게 되어 엔진하중을 외부로 전달하고, 기어축 또는 윤활관을 내장하기도 하는 스트럿(strut)과 같은 구조물이 배치되기도 한다. 따라서 팬과 S자형 덕트 후방에 위치한 고압압축기의 설계를 위해서는 덕트를 통과하는 유동의 특성을 파악하고 이를 설계에 반영해야 한다.

한편, 1단으로 높은 압력비를 얻고, 코어엔진(core engine)의 축방향 길이를 줄임과 동시에 넓은 운용영역을 확보하기 위해 터보팬엔진에서는 원심압축기를 고압압축기로 사용하기도 한다. 그리고 엔진 형상에 따라 틀리지만, 원심압축기 전방에 S자형 덕트와 유로내부에 스트럿이 존재하기도 한다. 이럴 경우 S자형 덕트를 통과하여 원심압축기 입구로 유입되는 유동은 오목하거나 블록한 덕트벽면을 따라가면서 감속과 가속이 이루어지고, 벽면에서의 경계층 성장으로 인해 유로폐쇄(blockage)량이 증가한다. 유로폐쇄량의 증가와 S자형 환형덕트 벽면을 지나는 유동의 가감속으로 인해 압축기 입구에서의 유동은 균일한 축방향 속도분포를 가지지 못하게 되며, 이는 결국 임펠러의 성능에 영향을 미친다. 따라서, 임펠

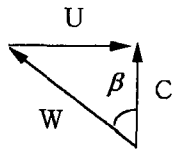


그림 1. 임펠러입구 속도삼각형

러의 설계는 이런 입구유동의 특성을 고려하여 이루어져야 한다. 예선회(prewhirl)가 없는 경우에는 그림 1과 같이 축방향 속도는 임펠러의 회전속도와 함께, 유동이 블레이드로 유입되는 상대각을 형성하여 설계시에 블레이드각을 결정하는데 큰 영향을 미친다. 따라서, 임펠러의 설계는 기존의 시험데이터를 이용하거나 유동해석 결과를 이용하여 이루어지고 있다.

본 논문에서 고려하고 있는 원심압축기는 입구에 5개의 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 있는데, 유동해석을 통해 S자형 덕트의 유동특성이 임펠러의 설계에 반영되었다. 이렇게 설계된 압축기의 성능을 검증하고, 5개의 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 후방에 위치한 원심압축기에 미치는 영향을 파악하기 위해 성능시험을 수행하였다. 성능시험에서는 입구에 bellmouth 형상의 흡입구를 두고 원통형 덕트가 위치한 경우와 5개의 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 있는 경우에 대하여 각각 시험을 수행하였다. 시험을 통해, 압축기 입구에 strut을 포함하는 S자형 덕트가 있는 경우에는 압축비 및 효율 등 압축기 성능이 저하됨을 확인할 수 있었는데, 성능저하의 정도는 설계시에 예측했던 것보다 상당히 크게 나타났다. 따라서, 본 논문에서는 설계시에 예측했던 성능과 성능시험 결과와의 차이를 분석하고, 그 원인을 규명하기 위해 다른 연구결과를 조사하여 분석한 다음, S자형 덕트를 포함하는 임펠러의 3차원 유동해석을 수행하여 그 결과를 비교해 보았다. 그리고 유동해석을 통해 얻은 결과를 압축기성능예측 프로그램에 반영하여 결과를 얻은 다음 시험결과와 비교해 보았다.

2. 압축기 성능시험

그림 2에는 성능시험에 사용된 압축기와 성능시험 장치의 개념도가 나와 있다. 성능시험에 사용된 압축

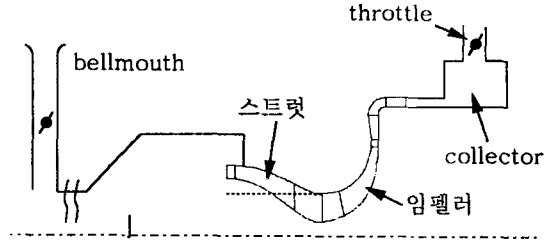


그림 2. 시험 리그 개념도

기는 후향각을 가지는 임펠러와 썰기형 채널 디퓨저, 90도 곡관(radial to axial bend) 그리고 유동의 회전성분을 제거하고 유동을 확산시키는 가이드베인(guide vane)으로 구성되어 있다.

성능시험은 압축기 입구에 그림 1과 같이 점선으로 표시된 원통형 덕트를 장착한 경우와 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트를 장착한 경우에 대해 각각 수행하였다. 유량은 bellmouth 목부분의 정압을 측정하여 얻었고, 압축기 입구온도는 RTD를 사용하여 구하였으며, 출구에서는 3×5(반경방향×원주방향)개의 열전대를 포함하는 레이크를 사용하여 온도를 측정하였다. 압축기 입구에 원통형 덕트를 장착한 경우에는 stilling chamber내의 정압을 측정하였는데, stilling chamber내의 속도는 2~3 m/s로 낮아서, 정압과 전압은 별 차이가 없다. 또한, 원통형 덕트를 통과할 때 발생하는 전압 손실은 무시할 정도여서 stilling chamber에서 측정한 정압을 압축기 입구 전압과 동일하다고 가정하였다. 반면, 입구에 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트를 장착한 경우에는 임펠러입구에 4×3개의 전압 측정용 레이크를 사용하여 전압력을 구하였다. 출구에서는 압축기 입구 덕트형상에 관계없이 3×5개의 레이크를 사용하여 전압을 측정하였다.

회전수와 유량변화에 따른 압축기 성능데이터를 얻기 위해 각 회전수에서 압축기 후방에 있는 스톱들을 조절하여 초킹유량에서부터 서지유량에 이르는 성능데이터를 획득하였다.

3. 성능시험결과 및 검토

3.1 성능시험 결과

그림 3에는 성능시험 결과를 비교하여 나타내었다.

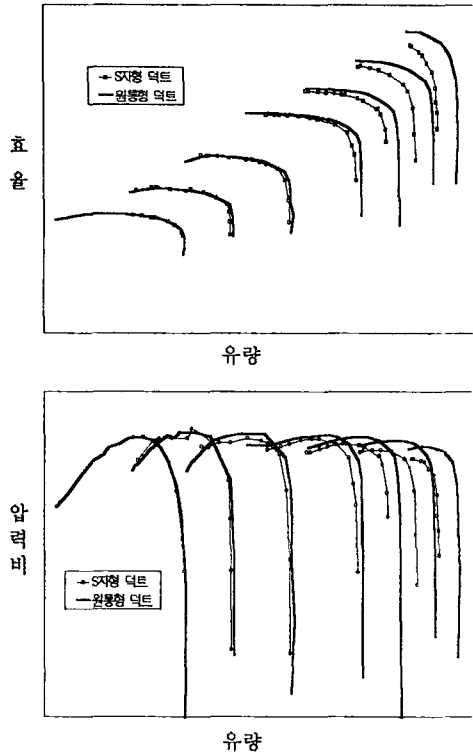


그림 3. 성능시험 결과 비교

그림에서 볼 수 있듯이 입구에 스트럿을 포함하는 S 덕트가 존재할 경우에는 원통형 덕트가 존재하는 경우에 비해 압축기의 압력비와 효율이 감소하는 등 성능이 저하되고, 초경유량도 감소하였다. 따라서, 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 압축기의 성능에 미치는 영향을 파악하고, 그 원인을 분석하기 위해 압축기 성능해석을 수행하여 그 결과를 성능시험 결과와 비교해 보았다.

3.2 시험 및 해석결과 비교

성능해석에는 원심압축기 기본형상설계 및 성능해석에 사용되는 상용프로그램인 COMPAL7.0¹⁾이 사용되었다. 압축기 입구에 원통형 덕트가 장착된 경우 압축기 성능은 성능해석을 통해 얻은 결과와 비교적 잘 일치하고 있는데, 스트럿을 포함하는 S자형 환형덕트가 장착된 경우 성능해석 프로그램은 설계회전수에서의 초경유량을 시험치보다 크게 예측함을 확인할 수 있었다. 시험을 통해 얻은 성능곡선도상의

표 2. 압축기입구 케이싱에서 정압 비교

	예 측 치	측 정 치
입구정압(Pa)	82504.73	73224.68

설계회전수에서 최고효율을 나타낸 점을 대상으로 성능해석을 수행한 결과 압축기 입구 케이싱에서의 정압은 표 2에 나와 있는 것처럼 시험을 통해 얻은 측정값보다 13%나 컸다. 이와 같은 결과를 통해서 설계시에 S자형 덕트를 통과하는 유동의 특성이 임펠러 설계에 제대로 반영되지 못했음을 확인할 수 있었다.

S자형 환형덕트의 존재는 안쪽벽면과 바깥쪽벽면의 곡률변화에 따른 유동의 가속을 유발하고, 벽면에서의 경계층 성장으로 유로폐쇄량을 증가시킨다. 따라서, 후방에 위치한 임펠러는 반경방향으로 불균일한 축방향속도분포를 접하게 되는데, 임펠러 블레이드 입구각을 적절히 설계하기 위해서는 이러한 영향이 제대로 반영되어야 한다. 이와 같은 사실을 확인하기 위해 먼저, 임펠러의 설계에 반영되는 입구유동변수가 계산되는 과정²⁾을 살펴보고, S자형 덕트를 통과하는 유동의 특성이 실제로 설계에 어떻게 반영되었는지 검토해 보았다.

3.3 유동변수 계산 및 설계 결과 검토

압축기입구에서 전압, 전온도, 회전수 그리고 유량 등이 주어지면 임펠러입구 평균반경에서의 유동변수가 계산된다. 입구에서 주어진 값들을 이용하여 평균반경에서의 유동변수를 구하기 위해 먼저 마하수를 가정한다. 마하수를 이용하여 식 1)에서 평균반경에서의 정온도를 구하고, 식 2)에서 정압력을 구한다. 그 다음 주어진 유량과 앞에서 언급한 유로폐쇄량을 이용하여 식 3)에서 축방향 속도를 구한다. 유로폐쇄량은 임펠러입구 평균반경에서 유동이 통과하는 유효면적을 결정하며, 결과적으로 축방향 속도에 영향을 미친다. 유입되는 유동의 원주방향 속도성분이 없으므로, 이렇게 구한 축방향속도와 정온도를 이용하여 마하수를 계산할 수 있는데, 이 마하수가 처음에 가정했던 값과 같으면 그때 계산된 값들은 입구 전압력, 온도조건과 유량을 동시에 만족시키는 값이 된다.

$$T_0 / T_{1, rms} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{guess}^2 \quad (1)$$

$$P_0 / P_{1, rms} = (T_0 / T_{1, rms})^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

$$C_{1, rms} = \frac{m}{\rho_{1, rms} A_{eff}} = \frac{mRT_{1, rms}}{P_{1, rms} A_{eff}} \quad (3)$$

$$A_{eff} = (1 - B_1) A_{geo} \quad (4)$$

$$M_{1, rms} (calculated) = C_{1, rms} / \sqrt{kRT_{1, rms}} \quad (5)$$

$$W_{1, rms} = \sqrt{U_{1, rms}^2 + C_{1, rms}^2} \quad (6)$$

$$M_{rel, 1, rms} = W_{1, rms} / \sqrt{kRT_{1, rms}} \quad (7)$$

평균반경에서 임펠러 회전속도에 대한 입구유동의 상대속도와 상대마하수를 식 6)과 7)에서 구할 수 있는데, 이는 설계시에 블레이드각을 결정하는데 이용되거나 성능해석시에 영각(incidence angle) 계산에 이용된다.

한편, 압축기 성능에 큰 영향을 미치는 인듀서 팁에서의 유동변수는 다음과 같이 구한다. 임펠러 입구에 S자형 환형덕트가 존재할 경우에는 덕트가 끝나는 지점에서 바깥쪽의 볼록한 벽면을 따라 가속된 유동은 안쪽의 볼록면에서 감속된 유동에 비해 축방향 속도가 훨씬 크다. 이러한 입구유동특성을 설계 및 성능해석에 반영하기 위해 식 8)에서 처럼 인듀서 평균반경에 대한 축방향 속도비(AK)를 적용하여 임펠러 팁에서의 축방향 속도를 구한다. 그리고 회전하는 임펠러에 대해 유입되는 상대유동각은 식 10)에서 구한다. 이렇게 계산된 유동각은 설계시에는 블레이드각을 결정하는데 이용되기도 하며, 성능해석시에는 식 11)에서와 같이 영각을 계산한 다음, 손실을 구하는데 사용되기도 한다. 식 12)에서 임펠러팁에서의 정온도를 구하고, 식 13)에서는 임펠러팁에서의 정압을 구한다. 식 14)에서는 압축기 손실에 큰 영향을 미치는 팁 상대마하수를 구한다. 인듀서 허브에서도 이와 유사한 방법으로 유동변수를 구할 수 있다.

$$C_{mlt} = AK \times C_{ml, rms} \quad (8)$$

$$W_{lt} = \sqrt{C_{lt}^2 + U_{lt}^2} \quad (9)$$

$$\beta_{1t} = -\tan^{-1} \frac{U}{C} \quad (10)$$

$$i_{1t} = \beta_{blt} - \beta_{1t} \quad (11)$$

$$T_{1t} = T_0 - \frac{C_{1t}^2}{2C_p} \quad (12)$$

$$P_0 / P_{1t} = (T_0 / T_{1t})^{\frac{k}{k-1}} \quad (13)$$

$$M_{rel, 1t} = W_{1t} / \sqrt{kRT_{1t}} \quad (14)$$

위에서 언급한 축방향속도비를 임펠러의 설계에 반영하기 위해, Dawes³⁾가 개발한 코드를 이용하여 S자형 환형덕트를 통과하는 유동의 수치해석을 수행하였다. 엔진유로내부에는 같은 형상의 스트럿 4개와 다른 형상의 스트럿 1개가 존재하는데, 편의상 동일한 형상의 스트럿 5개가 원주방향으로 일정한 간격으로 배치된 것으로 가정하여 계산을 수행하였다.

그림 4에는 유동해석을 통해 얻은 정압분포를 나타내었는데, 안쪽 벽면을 따라가면서 유동은 가속이 된 후, 다시 감속되고 있음을 확인할 수 있다. 바깥쪽 벽면에서는 S자형상이 끝나는 지점에서 유동이 가속된 후 다시 감속되는 경향을 보여주고 있는데, S자형 환형덕트의 출구에서 반경방향으로 축방향속도구배가 존재함을 정압분포를 통해 확인할 수 있다. 유동해석을 통해 축방향속도비는 1.1을 얻었으며, 이를 설계에 반영하였다. 유로폐쇄량의 경우에는 유동해석을 통해 정확한 값을 구하기 어렵고, 시험을 통해 측정하기도 쉽지 않다. 따라서, 임펠러 입구에서 유로폐쇄량은 일반적으로 사용되는 0.05를 적용하였다.

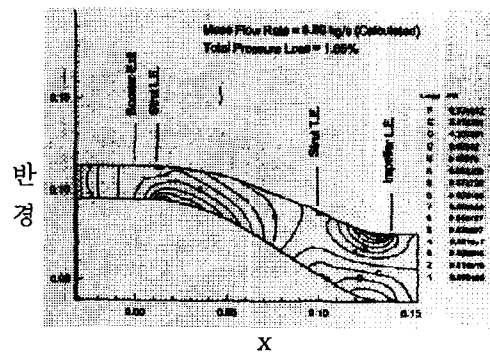


그림 4. S자형 유로내의 정압분포

D.W.Bailey⁴⁾ 등은 시험장치를 구성하여 S자형 환형덕트 벽면에서 유동의 정압변화와 전압 손실계수 및 유선방향 속도분포 등을 측정하였다. Bailey의 실험결과에서 확인할 수 있듯이 S자형이 끝나는 $x/L = 1.0$ 의 위치에서도 안쪽벽과 바깥쪽벽 정압회복계수는 큰 차이를 나타내고 있는데, 이는 유동이 $x/L = 1.0$ 인 위치에서 여전히 가속되고 있기 때문이다. 유동은 $x/L = 1.4$ 인 지점에 이르러서야 안쪽벽과 바깥쪽벽에서 정압회복계수가 거의 같은 값을 가지는데, 이러한 사실을 근거로 유로 중심에서 유동이 대칭적인 속도분포를 가지게 됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 측정된 유선방향속도분포를 보여주는 실험결과에서 확인할 수 있다.

스트럿을 포함하는 S자형 유로의 특성을 임펠러 설계에 반영하였지만, 표 2에 나와 있는 것처럼 성능 해석결과와 시험결과 사이에는 상당한 차이가 존재한다. 성능예측이 시험결과와 큰 차이를 보이는 이유는 Bailey 등의 실험결과에서 볼 수 있듯이 S자형상이 끝나는 지점에서 축방향속도비는 약 1.3인데, 설계 및 성능해석에서는 1.1이 사용되었기 때문으로 보인다. Bailey의 시험결과와 압축기성능시험 결과를 통해 실제의 경우에는 S자형 덕트 바깥쪽 벽면을 지나는 즉, 임펠러팁으로 유입되는 유동이 유동해석을 통해 확인한 것보다 더 많이 가속되고 있음을 짐작할 수 있다. 압축기성능시험을 통해 얻은 정압은 성능예측을 통해 얻은 값보다 적게 나타나고 있는데, 이러한 결과는 유동이 예상보다 더 많이 가속되고 있다는 가정을 뒷받침해준다.

따라서, 이러한 사실을 확인하고, S자형 덕트와 임펠러의 상호작용을 파악해 보기 위해 S자형 환형덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석을 수행하였다.

4. 유동해석 결과 및 고찰

Bailey 등의 연구결과를 통해 S자형 환형덕트 출구에서 유동은 여전히 불균일한 축방향 속도분포를 가지게 됨을 확인할 수 있었는데, 실제 유로를 반영하여 유동특성을 파악해보기 위해 S자형 덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석을 수행하였다.

Dawes코드를 사용하여 입구에 S자형 환형덕트를

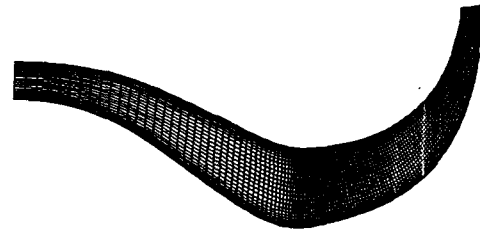
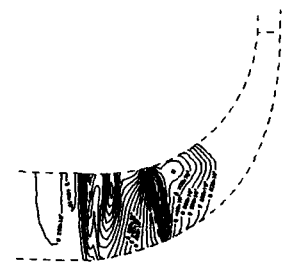
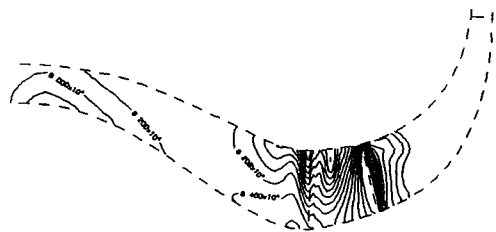


그림 5. 계산격자(29×137×29)



(a) 직선부 환형덕트

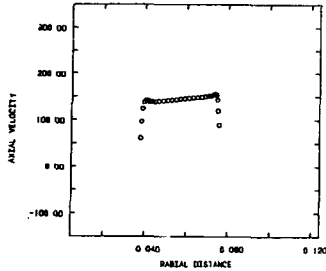


(b) S자형 환형덕트

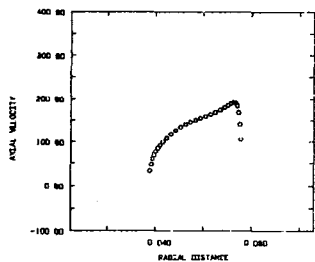
그림 6. 자오면(mid-pitch)에서의 정압분포

가지는 임펠러의 유동해석을 수행하였으며, 본 계산에서는 편의상 스트럿을 포함시키지 않았다. 계산격자는 그림 5에 나와 있으며, 입구경계조건으로는 압축기 성능시험에서 측정된 전압력과 전온도가 주어졌고, 출구조건으로는 임펠러 출구에서 측정된 정압을 사용하였다.

S자형 덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석에서 얻은 정압분포를 입구에 직선부 환형덕트(시험에서는 원통형 덕트가 장착되었으나, 유동해석에서는 계산프로그램의 특성상 직선부 환형덕트를 적용하였고, 벽면이 유동에 미치는 영향을 감소시키기 위해 덕트 길이를 줄였음)가 있는 경우와 비교하여 그림 6에 나타내었다.



(a) 직선부 환형덕트



(b) S자형 환형덕트

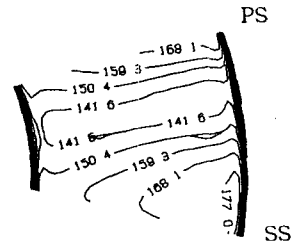
그림 7. 임펠러 입구에서 축방향 속도분포 비교

S자형 덕트가 있는 경우에는 직선부 환형덕트가 있는 경우에 비해 임펠러 팁 부근에서 반경방향으로 압력변화가 심하게 나타나고 있음을 확인할 수 있는데, 이는 전방에 위치한 S자형 덕트의 영향이 반영되어 나타난 결과이다.

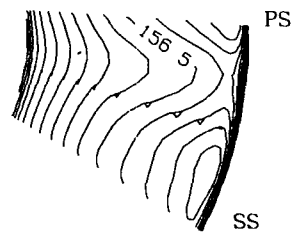
그림 7에서는 임펠러 입구 피치 중간면에서의 축방향 속도분포를 나타내었다. 전방에 S자형 덕트가 존재할 경우에는 임펠러입구에서 최고 속도가 팁으로 치우친 축방향 속도분포를 가지고 있다. 임펠러입구에서 축방향 속도의 질량평균치를 구했는데, 직선부 환형덕트와 S자형 덕트의 경우 각각 155.21과 159.21 m/s이다. 이 값을 기준으로 임펠러 입구에서 축방향 속도비를 구하면 각각 1.04와 1.26이 된다.

그림 8에서는 임펠러 입구 유로단면에서 블레이드 간 축방향 속도분포를 보여주고 있는데, 블레이드 흡입면과 압력면에서는 반경방향으로 속도분포가 블레이드 사이에서보다 급격히 변화하고 있음을 확인할 수 있다.

평균반경에 대한 인두서팁에서의 축방향 속도비는 블레이드각을 결정하기 위해 사용되는 값이므로, 이 값은 블레이드 부근의 유동에서 구해야 한다. 블레이드 흡입면과 압력면에서 취한 축방향속도 평균값을



(a) 직선부 환형덕트



(b) S자형 환형덕트

그림 8. 임펠러 입구에서 축방향 속도분포

질량평균 축방향 속도로 나누어 축방향속도비를 다시 구하면 직선부 환형덕트와 S자형 덕트의 경우에 각각 1.1과 1.5정도가 된다. 앞에서 언급하였듯이, 성능시험에서 압축기 입구에 원통형 덕트가 장착된 경우에는 시험결과와 성능예측 결과가 비교적 잘 일치하였다. 그 이유는 유동해석의 결과에서도 찾을 수 있는데, 블레이드 설계시 S자형 덕트를 지나는 유동특성을 반영하기 위해 적용하였던 축방향속도비가 1.1이었기 때문이다. 축방향 속도비가 1.1인 경우에는 압축기 입구에 S자형 환형덕트가 있는 경우보다는 직선부 환형덕트가 있는 경우의 유동특성을 반영하고 있다. 이는 결국 스트럿을 포함하는 S자형 덕트의 유동해석을 통해 적용된 축방향속도비는 실제 유동현상을 제대로 반영하지 못하고 있음을 반증하고 있다.

S자형 덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석을 통해 얻은 결과(그림 6)를 스트럿이 있는 S자형 덕트의 유동해석결과(그림 4)와 비교해 보면 유동특성에 차이가 있음을 확인할 수 있다. 스트럿의 영향도 있겠지만 이러한 차이의 근본적인 원인은 계산에 사용된 경계조건의 차이에서 기인한다. 스트럿이 있는 S자형 덕트의 유동해석에 사용된 출구경계조건은 일정한 정압이다. 그림 4을 보면 출구에서 유로중심에 대

해 거의 대칭적인 속도분포를 가짐을 알 수 있다. Bailey의 논문에서는 S자형 덕트 후방 $x/L = 1.4$ 인 지점에서 안쪽 벽면과 바깥쪽 벽면의 정압이 동일해지며 대칭적인 속도분포를 가지게 된다. 그런데, 계산에 사용된 출구경계는 $x/L = 1.1$ 정도에 위치하므로, 실제로는 바깥쪽벽면에서 최대속도를 나타내는 속도분포를 가질 것으로 보인다. 결국 계산에서는 $x/L = 1.1$ 정도인 지점에서 일정한 정압을 출구경계조건으로 입력하여 실제현상보다 유동이 빨리 출구에서 균일한 속도분포를 가지는 결과를 초래하였다. 그러므로, 보다 실제현상에 가까운 유동특성을 모사하기 위해서는 출구경계를 $x/L = 1.4$ 이후의 지점에 위치시켜야 할 것으로 보인다. 그렇지만, 출구경계를 S자형이 끝나는 위치보다 후방, 즉 $x/L = 1.4$ 인 지점에 위치시켜 유동해석을 수행하여도 그 결과는 s자형 덕트만이 존재할 경우에 타당할 뿐이다. 엔진유로에서처럼 S자형 덕트가 있고 후방에 원심압축기가 존재한다면 덕트 내부의 유동은 후방 압축기의 흡입에 따른 영향을 받아 S자형 덕트만 존재할 경우와는 다른 유동특성을 가질 수 밖에 없다. 결국, 임펠러 입구유동의 속도분포는 전방에 위치한 S자형 덕트뿐만 아니라 후방에 위치한 임펠러의 흡입에 따른 영향을 받는다. 따라서, 이러한 유동특성을 설계에 반영하기 위해서는 입구형상을 포함하는 임펠러의 유동해석이 반드시 이루어져야 한다.

한편, S자형 덕트가 존재할 경우에는 덕트 바깥쪽 벽면을 지나며 가속된 유동은 임펠러의 흡입에 의해 더욱 가속된다. 임펠러입구에서 유동의 축방향속도성분이 커지면 임펠러로 유입되는 유동의 상대마하수가 커지고 영각이 감소한다. 영각이 감소하면 인두서목으로 향하는 유동이 가속되므로, 영각의 감소는 상대마하수의 증가와 더불어 임펠러팁 흡입면에서 유동가속을 촉진시켜 충격파를 생성시키기도 한다. 충격파의 크기가 약할 경우에는 유동확산을 촉진하는 작용을 하기도 하지만, 크기가 커지면 경계충파의 상호작용에 의해 유동박리를 초래하여 손실을 증가시키기도 한다. 유동박리가 생기면 유동이 통과하는 유효면적이 감소하여 임펠러를 통과하는 유동의 확산을 감소시킨다. 따라서, 임펠러의 효율이나 압력비의 저하가 발생한다.

임펠러 출구유동의 특성변화는 후방에 위치한 디

퓨저의 성능에도 영향을 미치게 되는데, 그중 하나가 초킹유량의 변화이다.

$$\frac{m\sqrt{T_0}}{P_0A} = f(M, k) \tag{15}$$

유량함수는 마하수와 비열비의 함수로 알려져 있다. 임펠러의 성능저하로 출구전압이 감소하면 디퓨저를 통과하는 이론적인 초킹유량(유로폐쇄가 없는 1차원 이상유동으로 가정했을 경우의 초킹유량) 또한 감소하게 된다. 따라서, 설계점에서의 작동영역이 그만큼 줄어들게 된다.

S자형 덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석결과를 반영하여 성능해석을 수행하고, 그 결과를 그림9에 나타내었다. 임펠러입구에서 축방향 속도비는 1.53, 인두서를 지나는 유동의 유로폐쇄량(BLCKPA)은 0.1을 각각 적용하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 초킹유량의 예측이 시험결과와 거의 일치하고 있는데, 이를 통해 S자형 환형덕트를 포함하는 임펠러의 유동해석결과가 실제 유동현상을 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있다.

앞에서 언급했듯이 시험에 적용된 압축기의 S자형 유로내에는 동일한 형상과 다른 형상의 스트럿이 각각 4개와 1개씩 존재하며 원주방향으로 다른 각도를 가지고 배치되어 있다. S자형 덕트내에 존재하는 스트럿이 유동에 미치는 영향을 평가해보기 위해 상용프로그램인 Rampant⁵⁾를 사용하여 유동해석을 수행하였다. 그림 10에는 S자 형상이 끝나

$$AK = \frac{C_{m1f}}{C_{m1,ms}} = 153, BLCKPA = 0.1$$

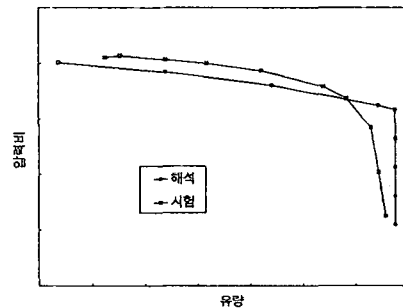


그림. 9. 성능해석과 시험결과 비교

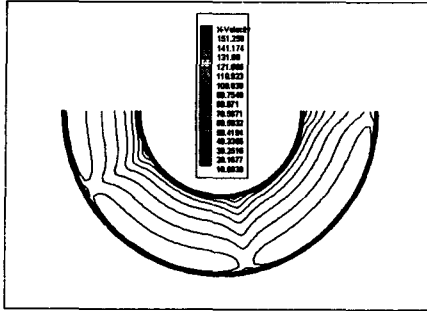


그림. 10. S덕트 출구에서 축방향 속도분포

는 위치에서 축방향 속도분포를 나타내었는데, 스트럿은 계산단면에 대해 대칭적으로 배치되어 있다. 그림에서 알 수 있듯이 스트럿의 길이는 S자형 덕트의 길이보다 짧은데, 스트럿의 영향이 수평방향을 기준으로 0도, -210도 그리고 -280도에서 여전히 나타나고 있음을 그림의 속도분포를 통해 확인할 수 있다.

임펠러입구에서 질량평균속도를 구한 다음, 축방향속도비를 계산하였는데, 1.07을 얻었다. 임펠러설계시에는 계산편의상 동일한 스트럿이 S자형 덕트내에서 원주방향으로 일정한 간격으로 배치되어 있다고 가정하여 유동해석을 수행하였는데, 계산결과는 큰 차이가 없었다. 따라서, 스트럿 형상이나 배치에 따른 출구유동특성의 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

그림 11에서는 대칭면에서의 정압분포를 나타내었는데, 윗부분에는 대칭면에 스트럿이 존재하여 그 위치에는 압력분포가 나타나지 않았다. 그림 10의 아래 단면에 나타난 등압선도와 그림 3의 등압선도를 비

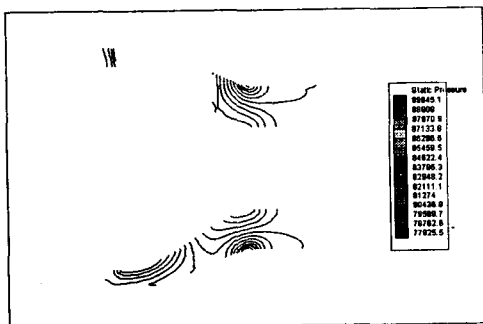


그림. 11. S자형 유로내의 정압분포

교해 보면 약간의 차이는 존재하지만 전반적인 유동 특성은 유사하게 나타나고 있음을 확인하여 스트럿 형상 및 배치에 따른 유동특성의 변화는 크지 않음을 알 수 있었다.

5. 결 론

성능시험결과를 통해 원심압축기 전방에 위치한 S자형 환형덕트가 압축기 성능을 저하시키고, 초킹유량도 감소시키고 있음을 확인하였는데, 본 연구를 통해 성능저하와 초킹유량 감소의 원인을 규명하였다.

S자형 덕트의 영향으로 압축기의 성능이 저하되고 초킹유량이 감소한 이유는 S자형 덕트 바깥쪽 벽면에서 가속된 유동이 임펠러의 흡입으로 더욱 가속됨으로써, 임펠러팁에서의 상대마하수가 증가하고, 영각이 감소하였기 때문이다. 영각의 감소는 임펠러 효율 및 압력비를 감소시키고, 임펠러 출구압력의 감소는 디퓨저를 통과하는 초킹유량을 감소시킨다.

임펠러 설계시에 S자형의 입구유로를 반영하기 위해 유동해석을 수행하고 그 결과를 블레이드 설계에 반영하였다. 그러나, S자형 유로내의 유동해석은 실제로 후방에 존재하는 임펠러의 흡입과 같은 영향을 반영하지 못하므로 실제유동현상을 제대로 반영하지 못했다.

S자형 환형덕트를 포함하는 임펠러의 3차원 유동해석을 통해 S자형 덕트와 임펠러의 흡입으로 형성되는 임펠러 입구유동특성을 파악하였으며, 이는 성능해석 및 시험결과와의 비교를 통해 그 타당성이 입증되었다.

S자형 환형덕트와 같은 압축기 입구형상의 영향이 임펠러설계에 제대로 반영되기 위해서는 입구형상을 포함하는 임펠러의 유동해석이 이루어져야 한다.

참 고 문 헌

1. Harry Chen, "User's Guide to Compal," Concepts, ETI, Inc.

2. David Japikse, "Centrifugal Compressor Design and Performance," Concepts ETI, Inc.
3. W.N.Dawes, "Development of a 3D Navier Stokes Solver for Application to all Types of Turbomachinery," ASME Paper 88-GT-70
4. D. W. Bailey, K. M. Britchford, J. F. Carrotte, S. J. Stevens, 1997, "Performance Assessment of an Annular S-Shaped Duct," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119
5. Fluent/UNS & Rampant 4.2 User's Guide, First Edition, June 1997