

13:1의 압축비를 갖는 축류-원심형 압축기의 기본 공력설계

Preliminary Aerodynamic Design of 13:1 Pressure Ratio Axial-Centrifugal Compressor

김 원 철*
Kim, Won-Chul

ABSTRACT

Preliminary aerodynamic design of a compressor is carried out to meet the design requirements which are pressure ratio of 13, air mass flow rate of 4 Kg/s and rotational speed of 45,000 rpm. The compressor type is chosen as an axial-centrifugal compressor from the design requirements which is suitable for a medium power class turboprop or turboshaft engine. Its overall isentropic efficiency is estimated to be 0.796 and its surge margin to be 20% exceeding the design requirement. This paper summarizes the aerodynamic design details including the design procedures and the results of the axial-centrifugal compressor.

주요기술용어 : Aerodynamic Design(공력 설계), Axial-centrifugal Compressor(축류-원심 압축기), Turboshaft Engine(터보축 엔진)

1. 서 론

가스터빈 엔진이 항공기 성능에 미치는 영향이 절대적이며 이에 대한 설계 요구도가 한층 강화되어 옴에 따라 엔진 구성품 중에서 엔진 성능 및 작동에 영향이 가장 큰 압축기에 대한 설계의 중요성은 꾸준히 강조되어 왔다. 항공기용 가스터빈에 적용되는 압축기의 압축비 및 효율은 엔진 성능에 직결되므로

고효율, 단당 높은 압축비 및 단위면적당 큰 공기유량을 가질 수 있도록 설계되어야 함은 물론 최소의 길이, 무게 및 제작단가를 가질 수 있도록 설계되어야 한다. 일반적으로 압축기는 그 형태에 따라 축류압축기, 원심압축기 및 축류와 원심압축기를 혼합한 축류-원심형 압축기로 구분된다. 축류 압축기에서의 최대 압축비는 30정도까지, 단당 압축비는 대개 1.1:1~2.0:1 정도까지 얻는다. 축류압축기는 다른 형태의 압축기에 비해 비교적 높은 효율과 다단에 의한 높은 압축비를 얻을 수 있고 전면면적(Frontal area)이 작

* 국방과학연구소 선임연구원

기 때문에 고속 항공기에 장착할 수 있는 잇점이 있다. 원심압축기는 전면면적이 커서 항력을 많이 받게 되며, 압축비가 커지면 효율이 급격히 감소하지만 단당 높은 압축비, 간단한 구조, 저렴한 제작비 및 넓은 안정 작동영역을 가지는 잇점이 있다. 최근의 원심압축기 설계 동향을 살펴보면 원심압축기는 3Kg/sec이하의 소형 엔진에 주로 적용되며 단당압축비는 대략 12까지, 효율은 80%~90%를 얻는다^[1,2]. 축류압축기와 원심압축기를 혼합한 축류-원심형 압축기는 일반적으로 중소형 가스터빈 엔진에 적용되는 바^[1,2,3], 크기가 작은 중소형 압축기의 경우 압축기 후방단에서의 블레이드 길이가 작아 이로 인해 효율이 급격히 감소하기 때문에 이를 해결하기 위한 방안으로서 축류압축기 후방에 원심압축기를 병용할 경우 적은 단수로 고효율 및 고압축비의 압축기를 얻을 수 있다^[4]. 축류-원심형 압축기는 선진국에서 개발되어 적용되어 왔으나 이러한 형태의 항공기용 압축기에 대한 연구 결과 발표는 미미한 실정이다.

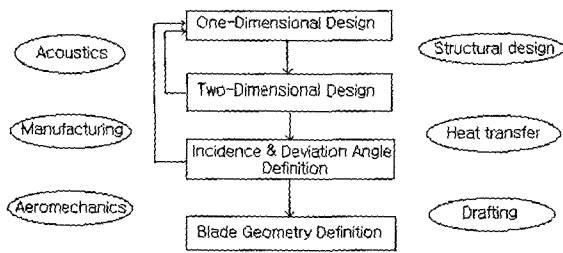
본 연구에서는 중급 출력의 터보프롭 또는 샤프트 엔진에 적용되는 압축기의 설계요구조건으로부터 1차원설계, 이차원설계, 블레이드의 입사각/편위각 결정 및 블레이드 형상 설계를 통하여 축류-원심형 압축기에 대한 기본 공력설계를 수행하였으며 기본 공력 설계 절차, 기법 및 결과를 제시하고자 한다.

2. 본론

2.1 압축기 공력설계 절차

가스 터빈에 적용되는 압축기에 대한 공력설계는 엔진 운용영역하에서 원하는 성능 및 작동 특성을 얻을 수 있는 블레이드 형상 설계가 그 목표이며 이의

설계 방법은 설계자에 따라 다양하다. 컴퓨터의 발달, 다양한 설계 이론 및 복잡한 3차원 유동문제를 해결하기 위한 수치해석 기법의 발달로 인하여 압축기에 대한 공력설계는 그 동안 많은 발전을 거듭하여 왔으나 압축기내의 복잡한 3차원 유동, 점성 및 비정상 유동특성으로 인하여 경험 및 실험 자료에 많이 의존하고 있는 실정이다. 본 연구에 적용된 압축기 기본 공력 설계 절차를 살펴보면 다음의 네 가지 단계로 나누어진다. 첫째, 엔진 설계요구조건으로부터 엔진 싸이클 해석결과에 의해 압축기 설계요구조건이 도출되면 이로부터 압축기 공력 설계가 시작되는 바, 이러한 요구조건으로서 압축기 입/출구 작동 조건, 공기유량, 압축비, 효율, 회전수, 기하학적 요구조건 등을 들 수 있으며 이들로부터 먼저 압축기설계에 대한 1차원 설계(One dimensional design)가 수행된다. 1차원 설계에서는 자오선 평면(Meridional plane)상의 평균반경에서의 물성치가 압축기내의 유동을 대표한다고 가정한 후 여기서의 압축기 형태, 단수를 포함한 압축기 설계점에서의 속도삼각형을 결정하고 압축기의 속도 및 유량변화 즉 탈설계점에서의 성능특성을 예측하는 것이다. 둘째, 압축기유동을 자오선 평면상에서의 2차원 유동으로 가정하고 1차원 설계결과로부터 유동해석(Through flow analysis)을 유선곡률방법(Streamline Curvature Method)을 이용하여 수행함으로써 블레이드 허브로부터 팁까지 반경방향으로의 속도 삼각형(각종 공기 속도 및 유동각)을 결정한다. 셋째, 블레이드 형상 결정에 필요한 입사각(Incidence angle) 및 편위각(Deviation angle)을 결정한다. 기본적으로 블레이드 형상을 얻기 위해서는 압축기 블레이드 요소의 손실 및 회전 특성을 알아야 한다. 넷째, 2차원 설계로부터 구하여진 설계점에서의 속도삼각형을 만족하고 입사각과 편위각에 의해 보정된 블레이

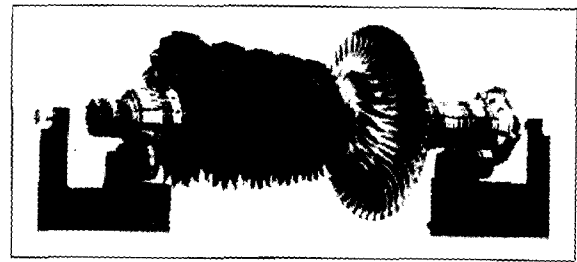


[그림 1] Procedure for preliminary aero-dynamic design of compressor

트각으로부터 높은 효율을 얻기 위한 블레이드 형상을 결정한다. 이상의 설계 절차로부터 얻어진 압축기 기본 설계 결과에 대한 검토후 필요시 원하는 성능이 얻어질 때까지 재설계가 수행되며 이후 압축기에 대한 진동 및 응력 해석을 통한 압축기의 구조적 안정성을 검토하게 된다. 그림 1은 본 연구에 적용된 압축기의 기본 공력 설계 절차를 나타내며, 공력설계는 관련 전산 프로그램을 이용하였다.

2.2 압축기 설계점 조건 및 형태 결정

그림 2와 같은 단축(Single shaft)형태이고 압축비가 18이하에 적용되는 축류-원심형 압축기는 중저급 터보프롭 및 터보사프트엔진, 등에 널리 적용되어 왔으며^[1,2,3,5], 이는 크기는 작으나 높은 압력비를 얻을 수 있는 장점이 있는 반면 작은 항공기에 적용할 수 밖에 없는 단점이 있다. 일반적으로 축류-원심형 압축기는 전방에 축류압축기를 후방에 원심압축기를 병용하며 대개 2단~5단의 축류 압축기와 일단의 원심압축기를 하나의 회전축에 장착하여 같은 방향과 같은 속도로 회전시킴으로써 압축기의 전면면적 감소, 압축비 증가 및 엔진 전체 길이 감소효과를 얻을 수 있으며 특히 축류압축기 후방에 원심압축기를 추가함으로써 엔진의 공기역학적 작동안정성 향상에 기여할 수 있다^[4]. 본 연구에서는 중급 출력의 터보프롭 또는



[그림 2] Configuration of an axial-centrifugal compressor

터보축 엔진의 사이클 인자에 대한 검토를 통하여 저연료소모율 및 고비출력을 가질 수 있는 압축기의 설계 요구 조건은 다음과 같이 주어졌다. 즉 압축기의 총압축비는 14, 공기유량은 4Kg/sec, 엔진회전수는 45,000rpm으로 설정되었으며, 식 (1)과 같이 정의되는 서지 마진(Surge margin)은 설계점에서 16% 이상 가지도록 설정되었다.

$$Surge\ Margin = \frac{(PR/m_c)_{SP}}{(PR/m_c)_{DP}} - 1.0 \quad (1)$$

여기서, $(PR/m_c)_{SP}$ 와 $(PR/m_c)_{DP}$ 는 각각 서지점 및 설계점에서의 수정공기유량에 대한 압축비를 나타낸다.

상기의 압축기 설계 요구조건으로부터 압축기 형태는 공기유량이 1.5Kg/sec이하는 원심압축기를, 5Kg/sec이상인 경우 대개 축류압축기가 적합함^[3,6]을 감안하고, 회전속도 및 기하학적 요구조건으로부터 축류압축기 출구면적이 0.013m² 이하일 경우 이로 인한 효율 저하로 축류-원심형 압축기가 적절함^[7]을 고려하여 최종적으로 축류-원심형 압축기로 결정하였다. 그리고 축류압축기 및 원심압축기의 압력비 분포는 설계점에서의 총압축비, 압축기의 기하학적 요구조건 및 각 압축기의 특성을 감안하고 전체압축기 효율이

[표 1] Compressor design requirements

설계점 요구 항목 및 압축기 입구 조건		요구 수치
전압력비	Overall	13.0
	Axial	4.00
	Centrifugal	3.25
엔진 회전수(rpm)		45,000
효율(total-to-total)		0.79 이상
공기유량(Kg/sec)		4.0
서지 마진		16% 이상
블리드 공기 유량		2%
허브 최소 직경(m)		0.10 이상
최대 외경(m)		0.38 이하
입구 전압력(Pa)		99,785
입구 온도(° K)		288

최대가 되도록 축류 압축기의 압축비는 4.0을, 원심 압축기의 압축비는 3.25로 설정하였다. 압축기의 세부 설계 요구 조건은 표 1과 같다.

2.3 압축기 1차원 설계

압축기 설계시 서로 다른 많은 요구조건에 직면하게 된다. 압축기에 필요한 압축비, 효율, 서지마진, 공기 유량 범위, 최소 무게/크기, 단수 등을 만족하여야 한다. 또한 압축기는 고 신뢰도를 제공하고 제작단가를 낮추기 위해 가능한 단순해야 한다. 일차원 설계에서는 유동을 축대칭으로 가정하고 자오선 평면상의 평균반경에서의 주요설계변수의 최적조합을 구하는 바, 여기서는 압축기 단수, 허브 및 팁직경, 입/출구각과 같은 주요치수 및 형상이 개략적으로 결정되며 다음 설계단계에 필요한 주요 자료를 얻는다. 1차원 설

계는 다음의 두 과정 즉 개략설계(압축기 개략 형상 확정) 과정과 성능예측과정으로 나눌 수 있다. 성능예측과정은 탈설계점에서 압축기가 어떻게 작동하는지를 예측하는 것이다. 개략설계 과정에서는 압축기의 설계점 변수 즉 압축비, 공기유량, 회전속도로부터 각종 공기역학적 변수 즉 압력손실, 단수, 평균반경에서의 유동변수, 블레이드 입/출구각 등을 얻으며 이들로부터 압축기의 개략적인 형상 즉 1차원 형상을 구현한다. 계산결과 불만족스러운 변수는 지속적인 반복계산을 통하여 최종적인 형상에 도달하게 된다. 압축기의 1차원 형상이 확정되면, 압축기의 서지마진 및 탈설계점 작동특성을 규명하기 위해 압축기 성능예측을 하게된다. 만약 압축기성능이 만족스럽지 못하면 재설계 및 재성능 예측과정을 밟게 된다. 1차원 설계에서는 터보기계 설계에 적용되는 상태방정식, 연속방정식, 운동방정식, 열역학 제1/제2 법칙 및 등엔트로피 관계식 등이 이용된다.

2.3.1 압축기 1차원 설계인자 결정

최근의 항공기용 엔진은 높은 효율 및 높은 무게당 파워비를 요구하므로 이를 만족하기 위해서는 단의 공기역학적 부하가 커야 된다. 따라서 높은 공기역학적 부하를 만족하기 위해서는 높은 유동 속도, 회전속도 및 압축비의 증가가 필수적이므로 압축기 단내에 천음속이나 초음속 유동이 생성되어야 한다. 본 설계에서는 표 1에 주어진 설계요구조건을 만족하고 충분한 서지마진, 단당 높은 압력비 및 효율을 보장하며, 블레이드 확산인자는 0.5이하를, 블레이드 상대유동속도는 마하수 1.4이내를, 블레이드 팁속도는 500m/s이하를 유지하도록 반복적인 계산을 수행하였다. 첫단 회전익 입구에서의 허브-팁 반경비(Hub-to-tip radius ratio)는 공기역학적 문제와 단위

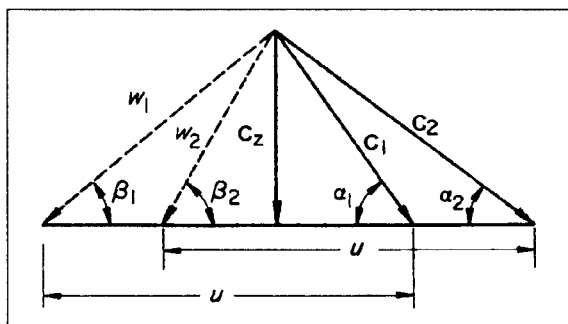
전면 면적당 공기유량을 고려하여 0.58로, 첫단 회전 의 입구에서의 축방향 마하수는 0.56으로 설정하였으 며, 단위 전면 면적당 공기유량($m\theta^{0.5}/\delta A_f$)은 약 3.97Kg/sec/m²로 설정하였다. 이 이외에 본 연구에 적용된 압축기의 주요 설계 인자는 다음과 같다.

- 흡입구 압력 손실을 고려한 엔진 입구 전압력 : 99,785Pa
- 축류 압축기 입구에서의 팁 직경 : 0.2m
- 축류 압축기의 각 회전의 입구 및 마지막 단 출 구에서의 축방향 유동 속도 분포 : 190, 186.5, 181, 179, 165m/s
- 원심압축기 임펠러입구에서의 허브의 최소 직경 : 0.10m
- 임펠러 입구에서의 절대유동각 : 70도
- 임펠러 출구에서의 블레이드 각도 : 60도

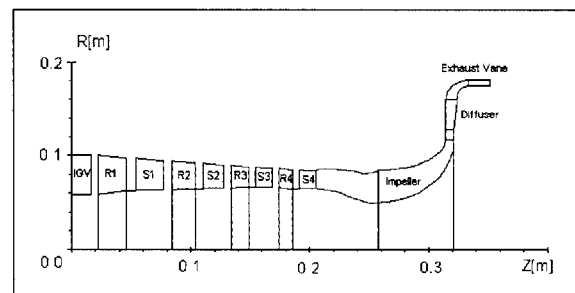
2.3.2 1차원 설계 결과

상기의 설계 요구조건 및 설계 인자를 적용하여 압 축기에 대한 1차원 공력 설계를 수행하였다. 그림 3은 본 설계에 적용된 압축기 블레이드의 속도 삼각형을 나타내며, 그림 4는 설계된 압축기의 유로 형상을 나 타낸다. 설계된 형상을 살펴보면 압축기는 입구유도 고정익(IGV), 4단의 축류 압축기, 축류압축기와 원심

압축기를 연결하는 어댑터(Axial-to-radial adapter), 임펠러, 디퓨저, 디퓨저출구유동을 축방향으로 전환하 는 어댑터(Radial-to-axial adapter) 및 출구 축방향 배인으로 이루어진 원심압축기로 구성된다. 그리고 저 회전수에서의 서지 마진 보장을 위해 축류 압축기 출 구에 블리드 공기를 고려하고 입구유도 정익, 제 1단/ 제 2단 정익은 가변구조로 설정하였다. 축류압축기의 설계 결과로부터 회전의 입구팁에서의 블레이드 회전 속도는 471.2m/s로 산출되었으며 유로내 상대유동의 Laval number는 회전의 입구에서 1.17로 산정되어 첫 번째 회전의 팁속도는 천음속이었다. 각 단별로 예측된 압축비는 1.55, 1.49, 1.38, 1.30이고, 효율은 0.843, 0.866, 0.876, 0.849로 예측되었으며, 설계 점에 서의 축류압축기 전체에 대한 압축비는 3.9995, 효율 은 0.837로 예측되었다. 그리고 블레이드 형상은 동의 의 경우 MCA(Multiple Circular Arc)로, 정익은 NACA-65 블레이드 형태로 선정하였다. 표 2는 축류 압축기의 일차원 설계 결과로 얻어지는 유로 및 블레 이드의 기하학적 인자 및 공기역학적 인자를 나타낸 다. 그리고 표 3의 원심압축기 설계결과를 살펴보면 임펠러 입구에서의 팁 직경은 0.16m, 임펠러 입구 허 브 직경은 0.10m로 설계되었으며, 임펠러 입구 팁에 서의 회전속도는 376.96m/s, 임펠러 입구 팁에서의



[그림 3] Velocity triangle of compressor



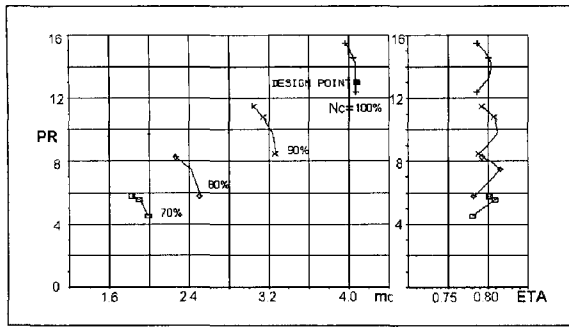
[그림 4] Flow path configuration in the meridional plane

[표 2] Design results from one-dimensional calculation for axial stages

인 자	위 치	1단	2단	3단	4단	4단 출구
동익입구 팁직경(m)		0.2000	0.1891	0.1803	0.1732	0.1670
동익입구 허브직경(m)		0.1171	0.1260	0.1309	0.1327	0.1299
동익입구에서의 허브-팁 반경비(R_t/R_h)		0.5855	0.6665	0.7258	0.7662	0.7781
동익입구 축방향 속도(m/s)		190.0	186.5	181.0	179.0	165.0
동익입구 팁 회전속도(m/s)		471.2	445.6	424.8	408.1	393.5
동익입구 유동계수		0.403	0.419	0.426	0.439	-
동익 입구에서의 Laval number(평균 반경 위치)		1.17	1.0130	0.9342	0.8573	-
평균반경에서의 반동도		0.7792	0.6600	0.6600	0.6600	-
단의 압력비		1.55	1.49	1.38	1.30	-
단의 등엔트로피 효율		0.843	0.866	0.876	0.849	-
확산인자	동익	0.3868	0.4207	0.4152	0.4442	-
	정익	0.3138	0.4433	0.4367	0.4567	-
평균반경에서의 회전익 충실도(Solidity)		1.2572	1.3056	1.1762	1.1747	-
평균반경에서의 정익 충실도		1.0000	1.1650	1.0925	1.3166	-
동익 블레이드 갯수		17	23	26	31	-
정익 베인 갯수		19	27	31	39	-

[표 3] Design results from one-dimensional calculation for centrifugal stage

항 목	원심압축기의 주요 설계 결과
기하학적 인자	<ul style="list-style-type: none"> • 임펠러 입구 팁 직경(m) : 0.16 • 임펠러 입구 허브 직경(m) : 0.10 • 임펠러 입구에서의 허브-팁 반경비 : 0.625 • 임펠러 출구 팁 직경(m) : 0.2335 • 디퓨저 입구 직경(m) : 0.2568 • 디퓨저 출구 직경(m) : 0.3222 • 출구 축방향 베인의 팁직경(m) : 0.364 • 출구 축방향 베인의 허브직경(m) : 0.349 • 임펠러 블레이드수(Splitter 포함) : 30개 • 디퓨저 베인 갯수 : 32개 • 끝단 축방향 베인 갯수 : 104개
공기역학적 인자	<ul style="list-style-type: none"> • 원심압축기 입구에서의 수정 공기량 : 1.224Kg/sec • 임펠러 수정 회전속도 : 35,815.8 • 비속도(Specific speed) : 0.68 • 임펠러 출구 블레이드 각도 : 60도 • 미끌림계수(Slip factor) : 0.8988 • 임펠러 입구 팁에서의 회전속도 : 376.96m/s • 임펠러 입구 팁에서의 상대유동속도 : 354.33m/s • 임펠러 출구 상대속도에 대한 임펠러 입구에서의 상대유동 속도비(W_{1t}/W_2) : 1.67 • 임펠러의 블레이드 부하($\Delta h/U_t^2$) : 0.74 • 압축비 : 3.28 • 임펠러 등엔트로피 효율 : 0.893 • 원심압축기 등엔트로피 효율 : 0.820



[그림 5] Performance map of an axial-centrifugal compressor

상대유동속도는 354.3m/s로 예측되었다. 또한 원심압축기의 압축비는 3.28, 단열 효율은 0.82로 예측되었다. 그림 5는 설계된 축류 및 원심 압축기의 성능을 종합한 성능선도를 나타내는 바, 압축기 전체 압축비는 13.0, 효율은 0.796으로 예측되었으며 서지 마진은 20%로 예측되었다.

2.3.3 1차원 설계 결과 검토

축류압축기 설계인자 검토

- 확산인자(Diffusion factor)

블레이드에 가해지는 부하의 척도로써 정의되는 확산인자는 대략 0.35~0.45의 범위이고 0.6은 블레이드의 스톨로 간주되는 바, 중간단에서 확산인자가 커야 탈설계점에서 안정성을 가질수 있으며, 초음속단의 경우 회전익 팁 근처에서의 확산인자는 단의 효율에 결정적인 영향을 미치므로 더 낮은 수치가 요구된다^[9,10,11]. 설계된 단의 확산인자는 0.31~0.45의 범위를 가진다.

- 팁에서의 회전속도 및 상대 유동 속도

엔진 회전속도와 블레이드내 유속이 빠를수록 더 많은 일의 유입으로 유량 및 압력상승이 수반되므로

적은 단수로 설계가 가능하나 블레이드 팁속도가 커질수록 원심 응력이 커지고 블레이드내 유동은 초음속이 되므로 블레이드 팁속도 및 블레이드내 유속은 제한되어야 한다. 일반적으로 동의 블레이드의 팁속도가 500m/s를 초과할 경우 단의 압축비는 증가하나 압축기 효율은 급격히 감소한다^[8,11]. 설계결과 블레이드의 팁속도는 471.2m/s로, 블레이드내 상대속도는 최대 Laval number(La)는 1.17로 산정되었다.

- 압축기 단의 효율 및 압축비

초음속단의 효율이 대개 0.85 정도임을 감안할 때^[12], 예측된 효율은 적절하다고 판단되며 단당 압축비도 1.3~1.55로 예측되어 적절하다고 판단된다.

원심압축기 설계인자 검토

- 미끌림계수(Slip factor)

원심압축기에서의 미끌림계수는 얼마나 많은 일을 흡수하는지를 산정하는데 요구되는 중요한 인자로서 일반적으로 미끌림계수는 0.9 정도인 바^[8], 본 설계에서는 0.8988로 설정 되었다.

- 임펠러 출구에서의 외경에 대한 임펠러 입구에서의 외경비

자오선평면상에서 바깥쪽 회전익 형상이 작은 곡률을 가지기 위해서는 임펠러 출구에서의 외경에 대한 임펠러 입구에서의 외경비가 0.7~0.75를 초과해서는 안 되는바^[13], 본 설계에서는 0.428로 산정되었다.

- 임펠러 출구 상대속도에 대한 임펠러 입구에서의 상대 유동속도비($W_{1,t}/W_2$)

잘설계된 임펠러의 경우 임펠러 출구 상대속도에 대한 임펠러 입구에서의 상대 유동속도비는 1.6 정도

임을 감안할 때^[8], 본 설계에서는 1.67로 산정되어 적절하다고 판단된다.

- 임펠러 출구 직경에 대한 디퓨저의 축방향 깊이 (Axial depth)

임펠러 출구 직경에 대한 디퓨저의 축방향 깊이는 대략 0.02~0.12의 범위를 갖는 바^[8], 본 설계에서는 0.03으로 산정되었다.

- 블레이드 부하(Blade loading)

임펠러의 블레이드 부하($\Delta h/U_t^2$)는 대략 0.70~0.85 정도임을 감안할 때^[14], 설계된 임펠러의 블레이드 부하는 0.74로 산정되어 적절하다고 판단된다.

- 임펠러 효율 및 원심 압축기 효율

임펠러 및 원심 압축기의 효율은 유동속도, 회전속도, 유동각, 기하학적 형상 및 기타 인자의 함수이다. 원심압축기의 최적 효율을 얻기 위해서는 원심압축기의 비속도(Specific speed)는 대략 0.7~0.8의 범위를 나타내는 바^[6], 본 설계에서는 0.68로 산정되어 원심압축기의 압력배분은 비교적 적절하다고 판단된다. 원심압축기에서 가장 중요한 구성품인 임펠러의 경우 참고 문헌^[15]에 의하면 비속도가 0.68인 경우 이의 등엔트로피 효율은 대략 0.90 내외를 가지는 바, 설계된 임펠러의 등엔트로피 효율은 0.893으로 예측되었다. 그리고 일반적으로 원심압축기의 효율은 축류압축기에 비해 3~5%의 감소를 나타내며^[16], 압축비가 3.28 일때의 원심압축기의 등엔트로피 효율은 0.80~0.85의 범위를 나타내는 바^[6], 본 설계에서 예측된 원심압축기의 등엔트로피 효율인 0.82는 적절하다고 판단된다.

축류-원심형 압축기 설계결과 비교검토

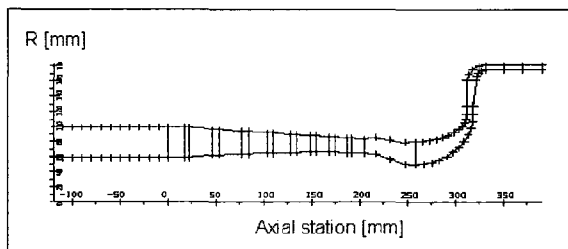
압축기마다 회전속도, 공기유량, 압축비, 크기 등 설계 및 운용 요구조건의 차이로 인하여 설계결과와 직접적인 비교는 곤란하나 참고문헌^[17]에 의하면 경항공기 엔진에 장착되는 축류-원심형 압축기의 경우 등엔트로피 효율은 대략 0.80으로 제시하고 있으며, 참고문헌^[7]에 의하면 소형 가스터어빈 엔진에 적용되는 축류-원심형 압축기의 폴리트로픽(Polytropic) 효율은 약 0.84~0.88의 범위를 제시하고 있는데 이를 등엔트로피 효율로 환산하면 약 0.78~0.83의 범위를 가진다. 따라서 본 설계결과는 이들과 유사한 성능을 가짐을 알 수 있다.

24 압축기 2차원 설계

2차원 설계는 압축기의 3차원 유동장을 축대칭 2차원 유동으로 간주하고 관통유동의 유선평면(Through flow stream surface, S2 Surface)에서 의 반경방향 평형 방정식(REE ; Radial Equilibrium Equation)을 푸는 것인데, 2차원 설계의 목적은 축류 및 원심압축기로 구성된 다단압축기에서 피치평균, 정상, 비점성 유동장해석을 수행하여 설계점에서의 블레이드열 내의 반경반향으로의 유동장을 해석하는 것이다. 자오선 평면상의 계산방법에는 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 유선곡률방법(Streamline Curvature Method)을 사용하였는 바, 이는 Novak^[18]에 의해 제시되었으며 비록 운동방정식에 점성 항목이 빠지지만 점성에 의해 야기되는 요소들은 엔트로피의 증가향으로써 고려될 수 있다. 이 방법은 먼저 개략적인 유선의 위치를 결정하고 나서 아래의 식 (2)와 같이 Smith^[19]에 의해 유도된 반경방향 평형 방정식을 연속방정식, Euler의 터빈 방정식 및 열역학 제 1법칙 등을 이용하여 체계적으로 유선의 정확도를 향상시키

[표 4] Design results from the two-dimensional calculation

압축기단 인자/위치		IGV 입구	1단 동익 입구	1단 정익 출구	2단 동익 입구	2단 정익 출구	3단 동익 입구	3단 정익 출구	4단 동익 입구	4단 정익 출구	임펠러 입구	임펠러 출구	디퓨저 출구	출구 베인 출구
반경 (m)	팁	0.100	0.100	0.094	0.094	0.090	0.090	0.086	0.086	0.083	0.080	0.117	0.162	0.182
	허브	0.058	0.058	0.063	0.063	0.065	0.065	0.066	0.066	0.065	0.050	0.117	0.162	0.175
절대 유동각	팁	90.0	79.6	69.6	67.9	68.5	66.8	68.1	65.9	70.0	61.4	18.7	28.2	90.0
	허브	90.0	79.5	69.6	69.4	68.5	68.4	68.1	69.6	70.0	48.5	21.0	28.2	90.0
절대 유동 속도 (La)	팁	0.605	0.598	0.609	0.565	0.558	0.519	0.525	0.479	0.471	0.351	1.000	0.259	0.171
	허브	0.605	0.589	0.601	0.596	0.561	0.559	0.531	0.568	0.466	0.312	0.995	0.263	0.171
상대 유동각	팁	-	22.7	-	25.0	-	25.7	-	26.0	-	21.2	57.3	-	-
	허브	-	36.6	-	39.4	-	38.2	-	39.8	-	30.5	57.2	-	-
상대 유동 속도 (La)	팁	-	1.320	-	1.130	-	1.020	-	0.938	-	0.815	0.413	-	-
	허브	-	0.928	-	0.851	-	0.815	-	0.807	-	0.456	0.455	-	-



[그림 6] Computational stations for two dimensional calculation

는 방법이다. 2차원 계산을 위해서 총 7개의 유선을 자오선평면상에 설정하였으며, 계산단은 블레이드의 앞전과 뒷전을 비롯하여 총 52곳에 설정하였다. 그림 6은 2차원 계산을 위한 계산단의 위치를 보여주며 표 4는 설계점에서의 주요 이차원 설계 결과를 나타낸다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{1 - M_z^2}{1 - M_m^2} \left(\frac{C_\theta^2}{r} - \frac{D}{Dz} \left(\frac{Dr}{Dz} \right) \times W_z^2 \right) + \frac{W_r}{1 - M_m^2} \times \left[W_z \left(\frac{\partial(r \tan \phi)}{r \partial r} \right) + \frac{1}{\lambda} \times \frac{D\lambda}{Dz} \right] - \frac{Q}{C_p T} - F_\theta \times M_r \frac{M_\theta}{1 - M_m^2} + F_r \quad (2)$$

2.5 블레이드의 입사각 및 편위각 결정

압축기의 기하학적 형상 및 성능 예측이 끝나면 주어진 성능을 만족하는 블레이드 형상을 확정하여야 한다. 블레이드의 목적은 주어진 압력 상승 또는 유동의 휨을 생성하여야 하며 이를 위해서는 설계결과로 제시되는 유동의 휨 또는 방향회전을 얻어야 한다. 유동 회전각($\Delta \beta$; Air turning angle)은 다음 식 (3)

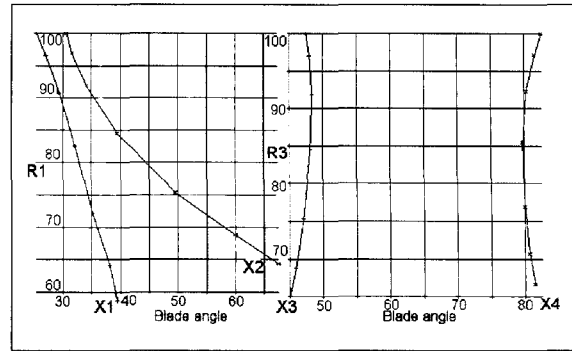
과 같이 정의되며, 블레이드 캠버각(ψ)을 결정하기 위해서는 최적의 입사각(ι) 결정 및 편위각(δ_0) 예측이 요구된다.

$$\Delta\beta = \psi + \iota - \delta_0 \quad (3)$$

입사각은 입구의 유동방향과 앞전에서의 평균캠버선(Mean camber line)과 만나는 각으로써 방향성 접근인자로서 선정되며, 편위각은 출구의 유동방향과 뒷전에서의 평균캠버선과 만나는 각으로써 블레이드 유동의 유도능력 척도가 된다. 본 설계 단계에서는 축류 압축기에 있어서 최소의 손실로써 원하는 방향회전을 얻을 수 있고 최대의 작동영역을 제공할 수 있는 최적의 입사각 및 이 때 예상되는 편위각을 결정하기 위한 것으로 시험자료에 의해 결정된다. 표 5는 첫 번째 단 동익과 정익의 입/출구에서 산정된 입사각 및 편위각 예측 결과를 나타내며 그림 7은 첫 번째 단

[표 5] Incidence and deviation angle of the first stage

1단 동익			1단 정익		
반경 위치 (%)	입사각	편위각	반경 위치 (%)	입사각	편위각
58.6	2.84	7.04	64.4	-1.29	11.80
64.1	2.95	6.75	68.8	-1.41	11.00
72.1	2.63	5.10	75.3	-1.38	10.40
82.5	3.20	3.60	84.5	-1.49	10.10
90.7	3.29	2.90	91.9	-1.92	10.72
96.6	3.06	2.62	97.0	-2.53	11.90
100.0	2.60	2.62	100.0	-3.04	12.92

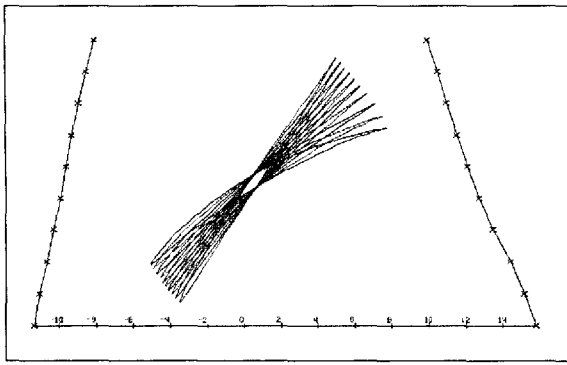


[그림 7] Blade angle variation of the first stage rotor and stator of axial stage

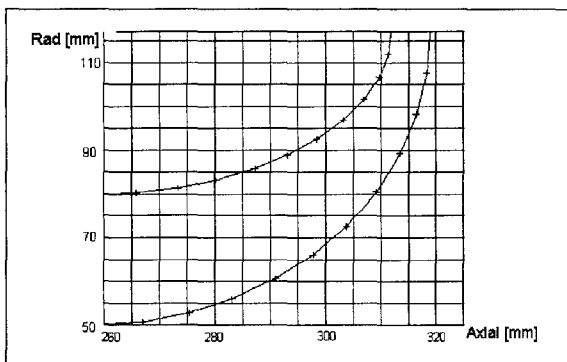
동익과 정익의 입/출구에서의 입사각과 편위각이 고려된 블레이드 각도($\chi_1, \chi_2, \chi_3, \chi_4$)를 나타낸다. 그림 7에서 R1, R3는 동익 및 정익 앞전에서의 반경 방향 위치(%)를 나타낸다. 또한 χ_1, χ_2 는 동익의 앞전과 뒷전에서의 평균캠버각과 축방향과 직각인 선이 만나는 블레이드각을 나타내며, χ_3, χ_4 는 정익 앞전과 뒷전에서의 평균캠버각과 축방향과 직각인 접선이 만나는 블레이드각을 나타낸다.

2.6 블레이드 형상 설계

2차원 유동해석에 의하여 유동각이 결정되고 이후 입사각 및 편위각이 결정되면 블레이드 형상을 결정할 수 있다. 축류압축기의 경우 블레이드 좌표계 생성은 블레이드 스택킹선(Stacking line)을 기준으로 여러개의 에어포일을 중첩하여 블레이드 좌표계를 생성하며 원심압축기의 경우 축류압축기 형상과 틀리기 때문에 형상설계방법 또한 다르다. 임펠러 블레이드는 흡입면(Suction surface)과 압력면(Pressure surface)으로 구성되며 많은 직선으로 구성된다. 임펠러 블레이드의 두면은 블레이드 두께를 고려한 골격면(Skeleton surface)에 의해 정의되며 이는 블레이드



[그림 8] Blade shape of the first stage rotor of axial stage



[그림 9] Impeller shape of centrifugal stage

허브와 팁의 각도 분포로부터 구해진다. 따라서 팁/허브의 각도분포, 두께분포 및 자오선 단면 좌표 등의 자료를 토대로 블레이드 두 표면의 좌표를 얻을 수 있다. 그림 8은 구해진 축류 압축기 첫단 회전익의 자오평면상의 단면과 첫단 회전익의 스테킹선을 중심으로 비틀린 형상을 나타내며, 그림 9는 설계된 원심 압축기의 임펠러 형상을 나타낸다.

3. 결 론

본 연구에서는 중급 출력의 터보프롭 또는 터보축

엔진에 적용 가능한 압축기에 대한 기본 공력설계를 수행하였다. 공기유량 4Kg/sec, 회전수 45,000rpm, 압축비 13의 설계 요구조건으로부터 압축기 형태는 축류형과 원심형 압축기를 병용하는 축류-원심형 압축기로 선정하였으며 1차원설계, 2차원설계, 블레이드의 입사각/편위각 결정 및 블레이드 형상 설계 과정을 통하여 압축기 성능 및 형상을 확정하였다. 설계 결과 전체 압축기의 등엔트로피 효율은 0.796, 서지 마진은 20%로 예측되어 설계 요구조건을 만족하였다. 그리고 축류-원심형 압축기 형태를 가지는 타 엔진의 압축기 성능과 비교한 결과 유사한 성능이 확인되었으며 각종 설계인자에 대한 검토 결과 이의 타당성이 확인되었다.

참 고 문 헌

- [1] Gunston, B., "Jane's Aero Engines", Jane's Information Group Limited, 2000.
- [2] Kenny, D. P., "The History and Future of the Centrifugal Compressor in Aviation Gas turbine", SAE Paper 841635, 1984.
- [3] Monig, R., "Application of Highly Loaded Single-stage Mixed-flow Compressors in Small Jet engines", AGARD-CP-421, 1987.
- [4] Belaygue, P. and Vignau, H., "The Centrifugal Compressor, an Essential Component of Small and Medium Power Energy", AGARD-CP-537, 1994.
- [5] "Gas Turbine Forecast", Forecast International / Defense Market Service, 1997.
- [6] Walsh, P. P. and Fletcher, P., "Gas Turbine

- Performance”, Blackwell Science Ltd, 1998, pp.184~185, 182, 274
- [7] Sehra, A. K. and Merrick, H. F., “Advanced Concepts for Next Generation Small Gas Turbine Engine Compressors”, AGARD-CP-537, 1994.
- [8] Clumpsy, N. A., “Compressor Aerodynamics”, Longman Scientific & Technical, 1989, pp.48, 67, 269.
- [9] Kovach, K. and Sandercock, D. M., “Aerodynamic Design and Performance of Five-stage Transonic Axial-flow compressor”, Journal of Engineering for Power, Vol. 83, July, 1961, pp.303~330.
- [10] Sawyer, J. W., “SAWYER’s Gas turbine Engineering Handbook”, Gas Turbine Publications Inc., 1976, pp.48.
- [11] Oates, G. C., “Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components”, AIAA, 1985, pp.185.
- [12] Hill, P. and Peterson C., “Mechanics and Thermodynamics of Propulsion”, Addison Wesley Publishing Co., 1992, pp.346~347.
- [13] Vavra, M. H., “Basic Elements for Advanced Designs of Radial-flow Compressors”, AGARD-LS-39, 1969.
- [14] Elder, R. L., “Turbomachinery Lecture Notes”, Cranfield University, 1994.
- [15] Rodgers, C., “Efficiency of Centrifugal Compressor Impellers”, AGARD-CP-282, 1980.
- [16] Yahya, S. M., “Turbines, Compressors and Fans”, Tata McGraw-Hill Publishing Co., 1990, pp.453.
- [17] Knip, G. Plencner, R. M. Eisenberg, J. D., “Preliminary Study of Advanced Turboprop and Turboshaft Engines for Light Aircraft”, NASA-TM-81467, 1980.
- [18] Novak, R. A., “Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems”, ASME J. of Engineering for Power, Vol.89, 1967, pp.478~490.
- [19] Smith, L. H. Jr., “The Radial Equilibrium Equation of Turbo-machinery”, Journal of Engineering for Power, Vol.88, Jun. 1996, pp.1~12.