

항공기용 축압기 설계

김진원*, 김근배**, 박종후***

Aircraft Accumulator Design Study

Jin-Won Kim*, Keun-Bae Kim**, Jong-Hu Park***

Abstract

Basic characteristics of wheel brake accumulator for aircraft is studied. Wheel brake accumulator maintains the braking pressure for parking mode, and also it supplies the hydraulic pressure to the wheel brake system for emergency mode. The design requirements of wheel brake accumulator are analyzed and the initial sizing is conducted. A wheel brake accumulator consists of a cylinder and a brake control module, and the basic configuration and detail components are presented. Again, structural static analysis of vessel is performed with NASTARN/PATRAN for preliminary design.

초 록

항공기 휠브레이크용 축압기에 대하여 기본적인 특성을 조사하였다. 휠브레이크용 축압기는 주기시 제동유압을 유지하고, 비상시 휠브레이크에 유압을 공급한다. 휠브레이크용 축압기의 설계요구조건을 분석하고, 이를 토대로 설계에 필요한 기본 치수를 결정하였으며, 실린더와 브레이크 컨트롤 모듈로 구성된 축압기의 상세 구성요소와 기본 형상을 제시하였다. 또한, 예비 설계를 위하여 정적구조해석을 NASTARN/ PATRAN으로 수행하였다.

키워드 : 축압기(accumulator), 설계(design)

1. 서 론

항공기에서 축압기는 다양한 용도로 사용될 수 있으며, 휠브레이크용 축압기 경우는 주기시 제동 유압을 유지하고 비상시 휠브레이크에 유압을 공급한다. 본 연구에서는 휠브레이크용 축압기의 설

계요구조건을 분석하고, 이를 토대로 설계에 필요한 기본 사항을 결정하였으며, 브레이크 컨트롤 모듈로 구성된 축압기의 상세 구성요소와 기본 형상을 제시하였다. 일반적으로 유압계통에 적용되는 축압기는 압력보상 내지 맥동제거용으로 사용되며 필요시 작동기에 유압을 공급하는 역할도 수행한다. 한편 휠브레이크계통에 사용되는 축압기

접수일(2007년 12월 7일), 수정일(1차 : 2008년 6월 5일, 2차 : 2008년 6월 17일, 게재확정일 : 2008년 7월 1일)

* 세부계통팀/jintting@kari.re.kr

** 세부계통팀/kbkim@kari.re.kr

*** 국방과학연구소

는 지상에서 항공기가 정지할 때 필요한 유압을 공급하거나 장시간 주기시(parking) 제동압력을 유지하는 기능을 수행한다. 이 때 축압기는 자체적으로 고압의 유압유를 축적하고 필요시 유압을 공급하거나 또는 압력을 조절할 수 있다.

본 연구에서는 항공기 휠브레이크 시스템에 적용되는 축압기의 기본적인 설계 조건과 사이징 및 해석결과에 관해 고찰하였다. 항공기의 휠브레이크 시스템은 일반적으로 지상에서 정지하기 위해 사용하는 장치와 주기 상태에서 제동압력을 유지하는 장치로 구분할 수 있다. 고정익기의 경우 두 가지 기능이 모두 적용될 수 있으나, 회전익기의 경우는 착륙장치 형식에 따라서 선택적으로 적용될 수 있다.

또한 휠브레이크 시스템은 작동방식에 따라서 독립형 또는 종속형으로 분류될 수 있다.

독립형 휠브레이크 시스템은 항공기 주유압시스템(main hydraulic system)과 분리된 방식으로 설계되며, 휠브레이크 시스템이 고장 나면 항공기 자체의 제동능력을 상실하게 된다. 종속형 휠브레이크 시스템은 항공기 주유압시스템과 결합된 방식으로, 주유압시스템에서 공급되는 유압에 의해 항공기를 제동할 수 있다. 종속형은 또한 자체적으로 별도의 축압기를 장착하여 주유압시스템이 꺼진 상태에서도 장시간의 주기능력을 유지할 수 있으며, 비상시에는 축압기로부터 지상 정지에 필요한 제동압력을 공급할 수 있다.

종속형 휠브레이크 시스템에 장착되는 축압기는 항공기 유압펌프로부터 유압을 공급받아 자체적으로 고압의 유압유를 저장하며, 항공기가 주기시 축압기에서 휠브레이크에 제동유압을 공급한다. 또한 필요시 항공기의 주유압시스템이 고장 나더라도 브레이크 장치에 최소한의 필요한 유압을 공급하고 제어할 수 있도록 설계된다.

기본적으로 휠브레이크용 축압기는 내부에 유압유를 축적하는 축압기부와 브레이크계통에 제동유압을 공급 내지 조절하는 제어장치의 통합 형태로 구성된다. 주요 기능에는 휠브레이크 작동기능을

비롯하여 유압 모니터링 기능, 열팽창 안전기능, 브레이크 안전기능 등이 포함될 수 있다.

본 연구에서는 종속형 휠브레이크 시스템에 적용되는 축압기의 설계 요구조건을 분석하고 기본적인 사이징과 해석결과를 중심으로 특성을 검토하였다.

2. 본 론

2.1 축압기 형식

휠브레이크용 축압기는 일반적으로 피스톤축압기 방식이 사용된다. 이 방식은 장착방향에 제한이 없고 체적효율이 높아서 장착공간 및 중량 감소가 가능하며, 점진적인 파손특성으로 파손시점의 예측이 가능하여 브레이크 계통에 적합한 특성을 보유하고 있다. 휠브레이크용 축압기에는 피스톤 축압기와 더불어 토출유압을 공급하고 조절할 수 있는 제어장치가 추가되어야 한다.

그림 1에 휠브레이크용 축압기의 대표적인 형식을 나타내었다.

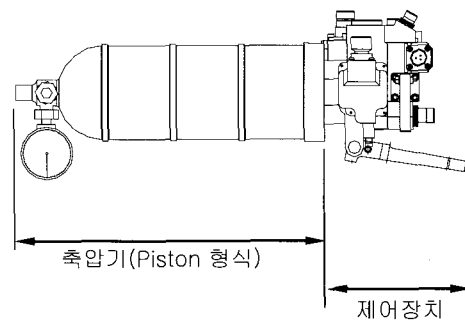


그림 1. 휠브레이크용 축압기 형식

제어장치는 축압기와 결합된 방식의 일체형 또는 독립형으로 설계될 수 있으며 브레이크시스템의 적용방식에 따라 결정된다. 그림 2는 휠브레이크 제어장치의 일반적인 개념을 나타낸 것이다. 제어장치 내부에는 축압기의 토출압력을 조절하는 미터밸브를 비롯하여, 미터밸브의 압력을 감지하는 압력센서 그리고 브레이크계통을 보호하기 위한 릴리프밸브 등이 포함된다.

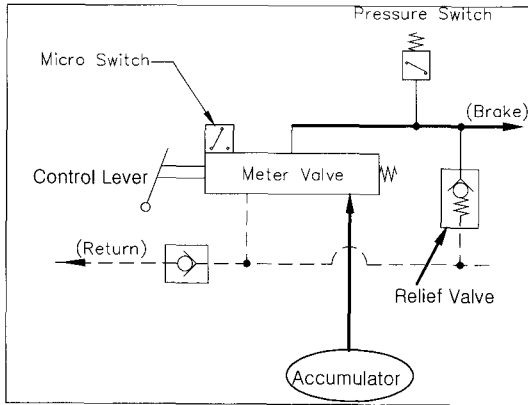


그림 2. 휠브레이크 제어장치 구성개념

2.2 축압기 설계요구조건

항공기 휠브레이크 시스템의 설계를 통해서 제동에 필요한 작동압력과 유량이 결정되면 축압기의 용량을 산출할 수 있다. 이 때 축압기의 사이징을 위해 고려해야 할 요소는 다음과 같다.

- 축압기 필요 토출량 산출
- 축압기 가스체적 계산
- 온도효과 고려
- 축압기 압력조건

본 논문에서는 휠브레이크용 축압기의 기능과 관련하여 항공기 주기시 제동압력 유지 및 비상시(주유압시스템 고장시) 제동압력을 공급하는 것으로 설정하였다. 이 때 휠브레이크용 축압기의 필요 토출량은 주기시 브레이크 소요 유량과 비상시 브레이크 소요 유량 및 축압기의 자체 누설량을 고려하여 산출해야 한다. 결과적으로 축압기의 총 저장용량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta V = V_P + V_E + V_L \quad (1)$$

여기서, ΔV 는 총용량(토출량), V_P 는 주기시 (parking mode) 필요 용량, V_E 는 비상시 제동에 필요한 용량, 그리고 V_L 은 축압기 자체의 누설

량을 의미한다.

이 때 축압기 누설량은 관련규격의 요구조건을 충족하도록 설정해야 하며, 축압기의 필요 토출량으로부터 가스체적을 계산할 수 있다. 그림 3은 이상기체 조건에서 압력-체적의 관계를 보여주며, 이 경우 축압기의 가스체적은 식(2)와 같이 계산할 수 있다.

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2)$$

여기서, V_0 는 초기 가스체적, ΔV 는 토출량, P_1 은 최소작동압력, P_2 는 최대작동압력, n 은 팽창계수를 나타낸다.

가스체적은 온도변화 특성을 고려하여 식(3)과 같이 보정한다.

$$V_{0T} = V_0 \frac{T_2}{T_1} \quad (3)$$

여기서, T_1 은 최소작동온도, T_2 는 최대작동온도를 나타낸다.

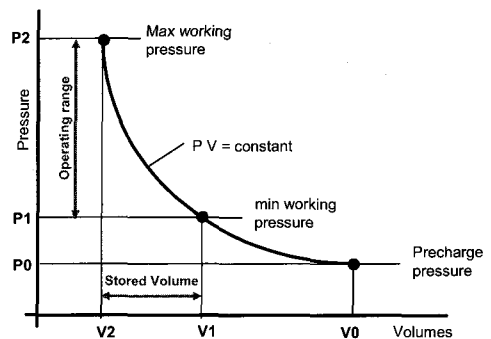


그림 3. 이상기체(n=1) 압력-체적 관계

2.3 축압기 사이징 및 형상 설계

본 연구에서는 일반적인 중형헬기급에 적용되는 휠브레이크용 축압기를 대상으로 사이징을 수

행했으며, 주요 결과를 표 1에 나타냈다.

표 1. 축압기 사이징 결과

항 목	규 격
초기가스압력	1,000 psi
최저사용압력	1,000 psi
최고사용압력	3,000 psi
팽창계수(n)	1.05
초기가스온도	10 °C
사용온도	50 °C
최대토출유량	540 cc
가스체적	1.0 liter

표 1에서, 축압기 가스체적은 팽창계수 n 값에 따라서 경향이 달라질 수 있다. 휠브레이크용 축압기의 경우, 작동유 충전 유속이 매우 느리고 토출시 소요시간이 길어 등온조건과 유사한 거동을 보이기 때문에 이상적인 등온조건인 1에 가까운 1.05로 가정하여 계산하였다. 축압기 사이징 결과를 토대로 휠브레이크용 축압기의 대략적인 형상을 도출했으며, 그 결과를 그림 4에 나타냈다. 여기서 피스톤축압기와 브레이크제어장치는 일체형으로 하여 전체적인 크기와 중량을 최소화하는 개념으로 설계하였다.

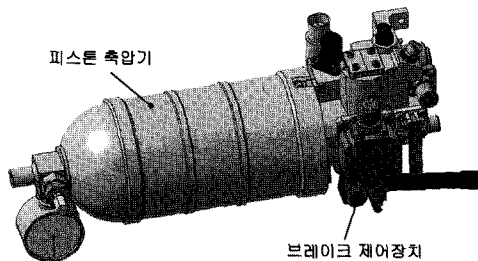


그림 4. 축압기 형상 설계

여기서 피스톤 축압기는 베셀부를 중심으로 내부에 피스톤이 장착되며, 제어장치는 매니폴드 내부에 미터밸브를 비롯한 여러 밸브류와 센서류가 장착된 형태를 갖추고 있다.

일반적으로 축압기와 매니폴드는 설계에 적용

되는 규격이 다르기 때문에 사용 압력과 강도에 따라 사용 재질도 달라질 수 있다. 본 논문에서는 축압기에 적용된 베셀과 매니폴드의 재질 및 압력조건을 표 2와 같이 정의하였다.

표 2. 축압기 재질 및 설계압력

구 분	베셀	매니폴드
재질	Steel 4130	AL 7075-T6
보증압력	6,000 psi	4,500 psi
파열압력	12,000 psi	7,500 psi

3. 구조해석

축압기의 매니폴더부는 주로 AL7075-T6를 사용하며, 재료강도보다는 많은 부분이 유로 사이의 최소 간격에 제한에 의하여 설계가 이루어진다. 축압기의 베셀부는 일종의 압력용기로 볼 수 있으며 4130 Steel로 제작되기 때문에 중량절감을 위한 설계 최적화 필요성이 높은 편이다.

그림 5에 베셀의 분해도를 나타내었다. 베셀은 최대 운용 압력조건에서 작동유의 누설을 방지하기 위하여 경험적으로 반경방향 변형율을 0.002로 제한하고 있어 이 값을 설계시 참조하는 것이 바람직하다. 베셀부 두께가 얇아서 이 변형율 값을 초과하게 되면 원주를 따라서 보강재(Ring Stiffener)를 여러개 장착하여 해결하기도 한다.

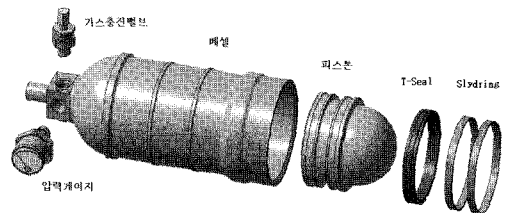


그림 5. 축압기 베셀부 분해도 형상

구조해석을 위한 베셀의 초기 기본 두께는 3.2mm로 하였으며 지름은 87mm로 설정하였다. 이 치수는 기존에 사용되는 항공용 축압기의 경우를 참고하여 결정한 값이다. 이 때 두께/지름

비는 약 13.6 정도이며, 이 값이 10보다 작은 경우를 Thick Wall로 분류한다. [4, p.5]

Thin Shell과 Thick Shell의 Hoop Stress 정의는 각각 다음과 같다.

$$\sigma_{h1} = \frac{r \cdot p}{t}, \quad \sigma_{h2} = \frac{p \cdot (r_a^2 + r_b^2)}{r_b^2 - r_a^2}$$

실제 Hoop Stress 비 σ_{h2}/σ_{h1} 를 계산하면 4% 정도로 큰 차이는 보이지 않는다.

베셀은 Steel 4130 원소재[표 3]를 열처리하여 사용하게 된다[표 4]. 보수적인 해석을 위하여 작동유가 135℃에 이룬다고 가정하였으며, 이 경우 상온대비 3% 작은 인장강도를 가지게 된다.

표 3. 4130 Steel 상온 물성치
[MIL-HDBK-5J, Table 2.3.1.0(g₁)]

	물성치
Ultimate Strength	620.53Mpa
Yield Strength	482.63Mpa
Young's Modulus	199,948MPa
Poisson's Ratio	0.32
Density	7,833.4kg/m ³

표 4. 4130 Steel 열처리시 강도

	물성치
Ultimate Strength	1,172.11MPa (=170,000psi)
Yield Strength	1,054.90MPa

베셀부 하중조건은 표 5과 같이 분류할 수 있으며, 본 논문에서는 설계, 중량에 미치는 영향이 제일 큰 No. 2 Burst Pressure 조건으로 구조해석을 수행하기로 하였다.

표 5. 베셀부 설계 하중 조건

	설계 하중조건	
1	Operating Pressure	3000psi
2	Burst Pressure	12,000psi (82.74MPa)
3	충격 가속도	20g (Typical)
4	Endurance Cycle	SAE-ARP-4879 Table 2 (1,2,3,4,5a,6a,6b)
5	Impulse Cycle/ Nominal Supply Pressure	300,000Cycle/ 3,000 psi

구조해석을 위하여 NASTRAN/PATRAN을 사용하였으며 Solid요소인 Tetra10 요소를 사용하였다.

3.1 경계 조건

실린더 끝단은 나사를 만들어 매니폴드와 체결이 되며, 경계조건은 단순히 x, y, z 방향을 고정하였다.

3.2 Burst Pressure 조건 해석

그림 6은 내부압력 12,000psi 경우의 변형을 나타내며 Root부위가 고정되어 있으므로 최대 0.394mm으로 길이 방향으로 변위가 크게 나오는 것을 알 수 있다.

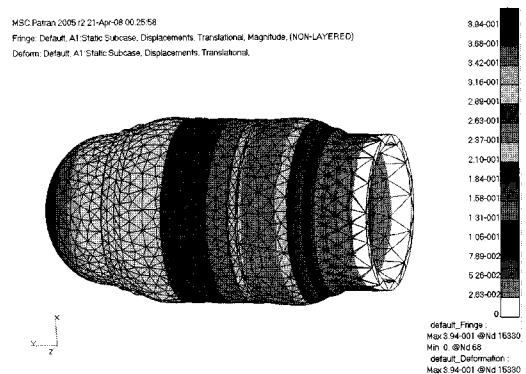


그림 6. 구조해석 결과(변위, inch)

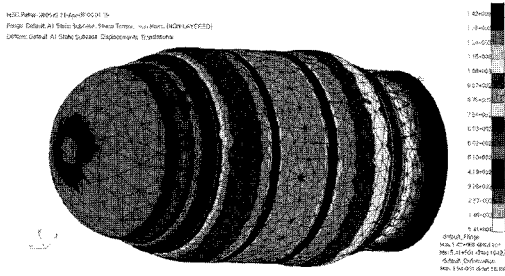

 그림 7. 구조해석 결과 (Von-Mises 응력, N/mm²)

그림 7에서 실린더부에서 최대값은 노란색 부분으로 1,150N/mm²(=166,830psi)이다. 그 외 대부분은 응력이 낮은 상태임을 알 수 있으며, 일부 국부적으로 응력이 높은 부분도 보인다. [그림 8에 상세 설명]

식(4)는 위 해석의 타당성을 알기위하여 합성 응력식과 유한요소 해석 결과와 비교한 것으로 유사한 값을 갖는다.

$$\text{Hoop Stress } \sigma_h = P \times \frac{(r_b^2 + r_a^2)}{(r_b^2 - r_a^2)} = 169,262 \text{ psi}$$

$$\text{Axial Stress } \sigma_a = \frac{F_a}{A} = \frac{P \times \pi r_a^2}{\pi(r_b^2 - r_a^2)} = 81,524 \text{ psi}$$

$$\text{Pressure } \sigma_r = -P = -12,000 \text{ psi}$$

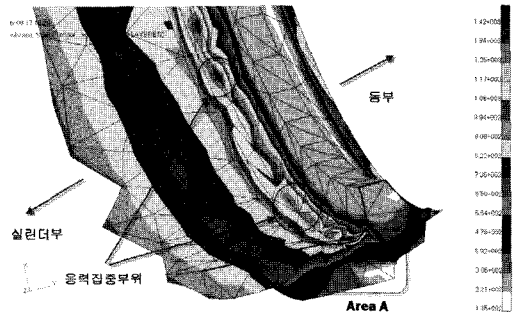
$$\text{Shear Stress by Torque } \tau = \frac{2Tr}{\pi(r_b^4 - r_a^4)} = 0$$

T: Torque, r: Radius

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_h - \sigma_r)^2 + (\sigma_h - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2] + 3\tau^2} \quad (4)$$

$$= 157,004 \text{ psi}$$

그림 8은 실린더 부와 돔(Dome)이 만나는 부위의 Section View로 제작성을 위하여 Undercut이 되어있어 응력집중이 걸린다. 그러나 단면에서 표면의 일부만 응력이 높은 상태로 보이며 [Area A], 나머지 두께 대부분은 충분히 낮은 응력상태에 있으므로 항복강도 이상을 허용하는 파괴시의 설계조건을 생각하면 충분히 안전한 설계로 판단한다.


 그림 8. 응력집중부위 구조해석 결과 (Von-Mises Stress, N/mm²)

3.3 Ring Reinforcement 해석

베셀부에 두께 1mm, 폭 5mm의 Ring Stiffener를 두 군데에 설치하였으며 Proof Pressure (4,500psi) 조건에서 분석하였다.

해석을 단순화하기 위하여 무한 실린더를 가정하고 Ring Stiffener가 일정한 간격으로 있다고 가정하면 반경방향 변형률은 다음과 같이 해석적으로도 계산할 수 있다. [5]

$$\beta = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{r^2 t^2} \right]^{1/4} = 0.106 \quad ; \text{geometric parameter}$$

$$h_1(\beta L) = \frac{\cosh(\beta L) + \cos(\beta L)}{\sinh(\beta L) + \sin(\beta L)} \quad \text{or} \quad h_1(\beta L) = 0.994$$

$$h_2(\beta L) = \frac{\sinh(\beta L) - \sin(\beta L)}{\sinh(\beta L) + \sin(\beta L)} \quad \text{or} \quad h_2(\beta L) = 1.057$$

$$h_3(\beta L) = \frac{\cosh(\beta L) - \cos(\beta L)}{\sinh(\beta L) + \sin(\beta L)} \quad \text{or} \quad h_3(\beta L) = 1.065$$

$$P \cdot \beta \left(h_1(\beta L) - \frac{1}{2} \frac{h_2(\beta L)^2}{h_3(\beta L)^2} \right) = p - \frac{P \cdot t}{A} \quad , \text{ where } P \text{ is the interface force}$$

or

$$P = \frac{p}{\beta \left(h_1(\beta L) - \frac{1}{2} \frac{h_2(\beta L)^2}{h_3(\beta L)^2} \right) + \frac{t}{A}}$$

$$\delta_1 = \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t} \quad \text{or} \quad \delta_1 = 0.101$$

$$\Delta \delta = \frac{P \cdot r^2}{A \cdot E} \quad \text{or} \quad \Delta \delta = 0.094$$

$$\epsilon = \frac{\Delta \delta}{r} = 0.00205$$

즉, 반경방향 변형률은 약 0.002이며 베셀의 작동유 누설을 방지하기 위한 권고치를 만족하고 있다.

4. 결 론

본 논문은 축압기를 설계하기 위한 기초 연구 결과이다. 축압기는 일종의 압력탱크로 볼 수 있으며 항공기에서는 경량화가 주요 관심사이므로, 축압기 베셀의 설계시 고려해야 할 사항과 해석 방법을 검토하였다.

구조해석 결과의 응력상태를 보면 실린더와 돔부위의 두께를 동일하게 할 필요는 없는 것으로 나타났으며, Ring Stiffener도 현재 두께 1mm로 하였으나 두드러지게 보강역할을 하지는 않는 것으로 판단하며, 향후 중량 절감에 최적화된 치수를 결정할 예정이다.

통상 축압기 제작 업체에서는 보수적인 계산 방법으로 설계를 하는 것으로 알려져 있다. 추가 중량 감소를 위하여 정확한 구조해석 방법을 개발하여 두께를 최소화 하고, 시험을 통하여 축적된 데이터베이스를 이용할 수 있어야 할 것이다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 KHP 민군겸용핵심구성품개발사업의 지원을 받아 진행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 김근배, "축압기 시험평가 개념연구", 한국항공우주연구원 기술보고서, KARI-SUT-TM-2006-019, 2006.
2. 김근배, 김은정, "휠브레이크용 축압기 개념연구", 한국항공우주연구원 기술보고서, KARI-SUT-TM-2007-021, 2007.
3. MIL-HDBK-5J
4. Dennis R. Moss, Pressure Vessel Design Manual, Gulf Publishing Co., 1987.
5. Ugural, Stresses in Plates and Shells, McGraw-Hill, 1998, p.416