

지지부 위치와 벽면 두께변화에 따른 구형 인공위성 추진제 탱크의 강도해석

한근조*, 장우석*, 안성찬*, 심재준*, 전형용*

Stress Analysis of the Spherical Satellite Propellant Tank With Respect to the Change of Location of the Lug and Tank Wall Thickness

Geun-Jo Han*, Woo-Seok Jang*, Seung-Chan Ann*,
Jae-Joon Shim*, Hyung-Yong Jeon*

ABSTRACT

The structure of satellite consists of six parts which are control system, power system, thermal control system, remote measurement command system, propellant system and thrust system. In these parts, propellant system consists of propellant tank and thrust device. What we want to perform is optimum design to minimize the weight of propellant tank. In order to design optimal propellant tank, several parameters should be adopted from the tank geometry like the relative location of the lug and variation of the wall thickness. The analysis was executed by finite element analysis for finding optimal design parameters.

The structure was divided into three parts consisting of the initial thickness zone, the transitional zone, and the weak zone, whose effects on the pressure vessel strength was investigated. Finally the optimal lug location and the three zone thickness were obtained and the weight was compared with the uniform thickness vessel.

Key Words : Propellant tank(추진제 탱크), Satellite(위성), Lug(지지대), Stress Analysis(응력해석), Hydrazine(하이드라진), Pressurant(가압제), Finite Element Analysis(유한요소해석)

1. 서론

현재 각종 산업에서 고압용기의 이용은 매우 증가하고 있으며, 적용되는 범위도 매우 다양하다. 대다수의 연구

는 대부분 실생활에서 많이 접할 수 있는 실린더형 탱크에 집중되고 있어, 본 연구에는 진공상태와 같은 특수한 환경에서 사용되어지는 인공위성의 구형 추진제 탱크를 설계하고 여기에서 축적한 기술을 다른 구형압력용기의

* 동아대학교 기계공학과

제작에 적용하고자 한다. 먼저 인공위성의 구조를 살펴보면, 우주공간에서 위성의 정확한 자세를 유지할 수 있도록 명령하여 전자적으로 제어하는 자세 제어계, 위성에서 사용되는 전력을 생산하고 제어하는 전력계, 우주공간에서의 일정하게 유지시켜주는 열제어계, 지상과 자료·정보를 주고 받는 원격측정명령계, 위성을 직접적으로 움직이는 동력을 생산하고 제어하는 추진계, 위성본체의 골격인 구조계등으로 분류할 수 있다. 이 중에서 본 연구와 연관이 있는 인공위성의 추진계는 정지궤도로부터 임무궤도로의 진입 또는 임무궤도 내에서 자세를 바꾸거나 일정한 위치와 속도를 유지 및 수정하는 기능을 하며, 추진제 탱크와 추력기로 크게 구분된다. 추진제 탱크는 미국 Pressure System INC.(PSI)사 및 Mcdonal Duglus (MD)사와 프랑스 Societe Europeenne de Propulsion(SEP)사에서 제작해 왔으나 현재는 대부분의 탱크를 PSI사에서 제작 공급하고 있다. 본 연구에서는 압력용기의 지지부의 위치가 바뀔때, 압력용기벽면의 두께변화가 발생할 때 압력용기벽면에 미치는 응력분포의 영향을 살펴보기 실제로 적용되는 구형 인공위성 추진제 탱크를 기본 모델로 하여, 탱크벽면의 최대상당응력과 최대변위의 변화에 미치는 요인을 설계 파라메타로 설정하고 각 변수의 변화에 따른 응력값을 고찰하여 최적의 탱크를 설계하고자 한다.⁽¹⁾ 추진제 탱크는 추진제인 하이드라진(hydrazine, N_2H_4)과 추진제에 압력을 가하기 위한 질소압축개스를 저장하기 위한 압력용기로서 최대강도와 밀도비가 크고, 연성이 매우 우수한 특성을 지닌 재질을 사용하는데, 일반적으로 티타늄 합금이 많이 사용된다.

이 티타늄합금은 이상의 특성 이외에 내식성과 내부식성이 매우 강하며, 낮은 열팽창계수를 가지고 있어 온도 변화에도 뛰어난 저항성을 가지고 있다.

이 중 α , β 첨가제인 바나듐(Vanadium)에 의해서 재질의 강도를 증가시킨 티타늄-바나듐 합금(Ti-6Al-4V)을 채택하였고, 이 재료의 기계적 성질은 Table 1에 나타나 있다.

본 연구에서 적용한 인공위성의 추진제 탱크의 형상은 구형상으로 다중 방사형 적도 지지대(radial girth lug)

장착 방식으로, 극점에는 질소 압축개스와 추진제를 각각 흡입 및 배출하기 위한 밸브부가 용접되며 두 개의 반구가 용접되는 적도선 아래부분에는 추진제탱크를 구조물에 고정시키기 위한 지지부(lug)를 부착하고, 내부에는 가압 압축개스와 추진제를 분리하기 위한 격막이 삽입되며 이 격막을 탱크에 고정시키기 위한 격막고정링(diaphragm retaining ring)과 격막지지링(supporter)이 반구 용접부 주위에서 적도를 따라 내부에서 용접되는데, 격막에 열 영향을 최소화되도록 용접이 이루어져야 한다. 일반적인 탱크의 형상과 구조는 Fig.1에 나타나 있다. 탱크의 직경은 569.0mm이며, 지지부의 형상과 치수는 Fig.2와 Table 2에 나타나 있다.

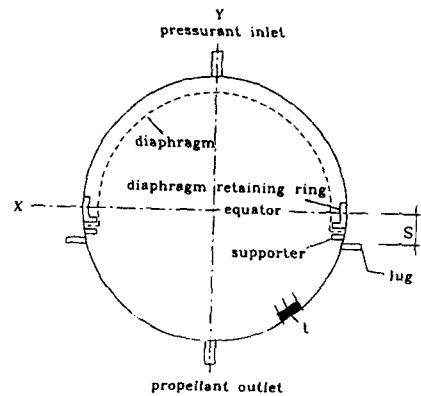


Fig. 1 Structure of the propellant tank

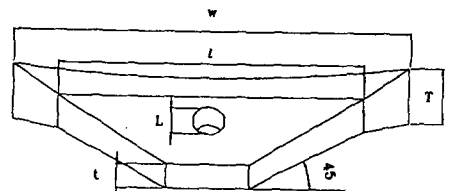


Fig. 2 Shape of the lug

Table 2. Dimensions of the lug.

End length of the lug (L)	15.2 mm
End width of the lug (w)	26.9 mm
Side angle (α)	45°
End thickness of the lug (t)	6.35 mm
Lug thickness attached to the area of the tank wall (T)	9.4 mm
Hole diameter of the lug fixed the tank to the satellite structure (ϕ)	7.92 mm
Hole length of the lug fixed the tank to the satellite structure (L)	10.95 mm

Table 1. Mechanical properties of Ti-6Al-4V⁽²⁾

Elastic modulus	E	113.8×10^3 MPa
Poisson's ratio	ν	0.342
Density	ρ	4428.784×10^{-9} kg/mm ³
Yield stress	σ_y	1,069 MPa

질소압축가스 주입구와 연료 배출구는 높이가 약 21.3mm이며 직경은 6mm이고, 그리고 각 개스가 유동하는 구멍의 직경은 2mm로 가정하였고 용접으로 추진제 탱크에 부착된다.

2. 추진제 탱크의 모델링

전체형상이 xy면, yz면 두면에 대하여 대칭이므로 대칭 경계조건을 부과하여 모델링하였고, 탱크의 벽면에는 셸 요소(shell element)^(3,4,5)를 사용하였고, 지지부와 격막 고정링과 격막지지링은 솔리드요소(solid element)를 사용하였다. 모델링형상은 Fig.3과 Fig.4에 나타나 있다. 메쉬는 요소의 한 변의 크기가 40mm보다 작게 하였고 가능한 사각형 요소가 되도록 하였으나 극히 작은 수의 삼각형 요소도 사용되었다. 그리고 유한요소해석을 위하여 사용한 프로그램은 상용해석프로그램인 ANSYS5.3를 사용하였다.

하중조건은 실제 인공위성 추진제 탱크가 추진제 개스

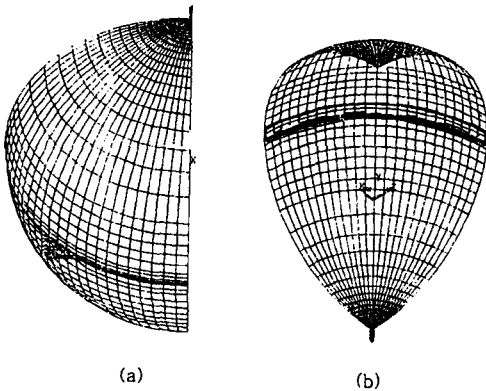


Fig. 3 Finite element meshes of the quarter model

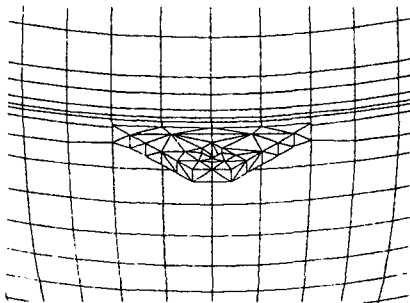


Fig. 4 Finite element meshes of the lug vicinity

와 압축 질소개스로 가득 채웠을때 정적으로 받는 하중은 2.414MPa (350psi)이다. 그러나 인공위성을 적재한 발사체가 발사되어 수직상승할 때 탱크 자중 및 연료, 가압제 무게에 의한 추가 부하를 받게 되어 최대 11g에 이르는 동하중이 추가된다. 이런 하중조건을 고려하여 인공위성 추진제 탱크를 실험할때는 6.896MPa(1000psi)를 가압하여 안정성을 측정한다. 이러한 조건을 고려하여 압력 실험하중인 6.896MPa를 탱크내부에 균일하게 가하여 유한요소해석을 수행한다.

경계조건으로는 추진제 탱크의 인공위성 지지부는 볼트로 고정되어 있으며, 구형 탱크 중심방향으로 미소의 움직임은 허용될 수 있도록 설계되어 있으나, 지지부 구멍의 원주방향에 위치한 모든 절점에 대해 x,y,z 방향변위를 모두 구속하여 탱크를 지지하는 구조체는 강체로 가정하였다.

3. 해석 결과 및 토의

평면 응력상태와 연성재료에 가장 잘 일치하며 가장 보편화되어있는 최대 변형에너지설을 이용하기 위하여 유한요소해석에서 상당응력분포를 구하고, 또한 최대상당응력(σ_{max}^e) 값으로 채택된 재료가 갖고 있는 항복응력과 비교하여 최적의 지지부 위치, 탱크 벽면의 세 영역별 두께 등의 설계 파라메타값을 최적의 값으로 선택하고자 한다.^(6,8,9,10)

3.1 지지부의 위치 변화 (parameter S)

지지부를 고정하고 격막 고정링과 격막 지지링의 위치와 그 크기를 변수로 정하여 변화시켜야 하나, 이러한 작업에는 많은 어려운 점이 있으므로, 우선 격막 고정링과 격막 지지링의 위치와 크기를 고정시키고 탱크 외측벽면에 부착되는 지지부의 중심 상단부에서 적도(equator)까지의 상대적 위치를 설계 파라메타(S)로 정의하고 이 설계파라메타의 변화에 따른 탱크벽면에 미치는 응력의 영향을 평가하여 최소의 상당응력이 발생하는 지지부와 격막고정링과 격막지지링과의 최적상관위치를 도출하고자 한다. 추진제 탱크의 적도부에서부터 지지부까지의 상대적 위치에 대한 설계 파라메타 S는 Fig.5와 Table 3에 나타나 있다. 지지부의 위치는 적도부보다는 낮고 격막 지지링과 비슷한 위치인 11.85mm로부터 31.85mm까지 5mm씩 이동시키면서 최대상당응력과 응력분포를 비교하였으며, 각각의 거리에 따라 모델 1~모델 6으로 표

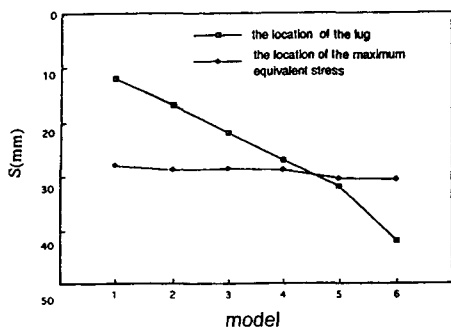


Fig. 5 Relationship between the parameter S and the distance from the equator

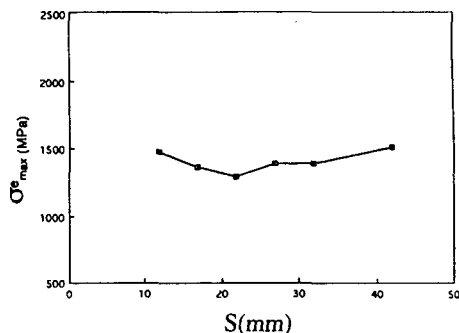


Fig. 6 Relationship between the maximum equivalent stress and the parameter(S)

Table 3. The dimension S in six models

Model	S (mm)
1	11.85
2	16.85
3	21.85
4	26.85
5	31.85
6	41.85

시하였고 마지막 모델 6은 모델 5로부터 10mm만큼 크게 이동시켜 41.85mm의 위치에 부착되도록 하였고, 그 값은 탱크 적도부로부터 약 8.35° 내려온 것으로서 응력 분포의 변화양상을 명확히 알기 위해 충분히 큰 값으로 이동을 시켰다. 그리고 지지부만의 변화에 따른 탱크 벽면의 응력분포영향을 얻기 위해 탱크의 전체 두께는 우선 1mm로 균일하게 가정하여 해석을 수행하였다. 모든 모델에서 공통적으로 지지부 주위의 탱크벽면에서 최대상당응력이 발생하였고 그 분포는 지지부를 중심으로 하여 대칭적으로 나타났다. 높은 응력은 쉘 요소와 솔리드 요소가 만나는 곳의 주위에서 발생하였는데, 이것은 균일한 탱크벽면에 지지부와 격막 지지링과 같은 벽면 보다 상대적으로 두꺼운 솔리드 요소가 부착됨으로써 급격한 두께 변화로 인한 응력집중의 효과가 나타나는 것으로 추정하였다. 그리고 고정부분인 지지부의 볼트구멍 주위의 응력은 작게 나타났고, 최고점에 있는 압축가스 주입구 보다 최저점에 있는 추진제 배출구에서 더 큰 상당응력이 발생하였는데, 이 값은 모델 3의 최대상당 응력(1292MPa) 보다는 약 17%정도가 작았다.

Fig.6에서 나타난 바와 같이 모델 3에서 최대상당 응력이 가장 작은 값으로 나타나고 다시 S가 커질수록 증가함을 알 수 있다. Fig.5에는 각 모델에 대한 파라메타 S와 최대상당응력이 발생하는 위치를 나타내고 있다.

3.2 탱크 전체 벽면의 두께 변화(t)

앞 장에서 설계 파라메타 S의 변화에 따른 해석결과로 최대상당응력이 최소인 모델 3은 탱크벽면의 두께를 1mm로 모두 균일하게 하여 해석하였고, 두께에 따른 최대상당응력 변화를 고찰하기 위하여 탱크벽면의 전체두께를 1mm에서 1.5mm까지 0.1mm씩 증가시켰다. 그 결과로 얻어진 최대상당응력값이 항복응력 보다 낮은 적절한 두께를 얻을 수 있다. 먼저 항복응력을 고려하여 얻어진 탱크벽면 두께의 최소값은 1.3mm이며, 이 때 발생하는 최대상당응력은 항복응력값 보다 약 76.5 MPa이 작았다.

각 두께에 따른 최대상당응력은 Table 3에 있고 두께가 얇을 때 상당응력분포는 최대상당응력이 발생하는 점 주위로 폐곡선이 나타나지만 두께가 두꺼워지면 폐곡선이 없어지고 최대값은 일정한 곡선상에서 넓게 나타났다. Fig.7에서는 두께 변화가 일정하게 증가함에 따라 최대상당응력의 변화도 일정하게 감소했다. 하지만 최대 상당응력의 발생하는 지역은 변화가 거의 없었다.

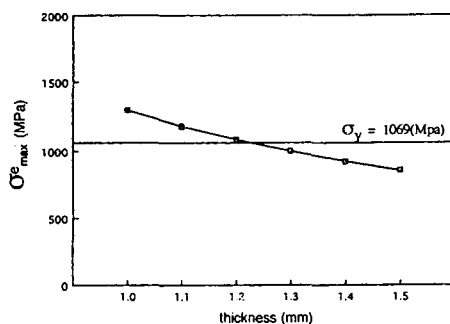


Fig. 7 Relationship between the maximum equivalent stress and the uniform tank wall thickness

3.3 취약부 (At)와 완충부 (Bt)의 두께변화

탱크벽면의 두께를 전체적으로 무한정 두껍게 하면 강도상으로는 안전하나 인공위성의 설계에서는 무게가 가장 중요한 인자이다. 그래서 인공위성의 무게를 감소시키면서 안전한 강도를 가질 수 있는 탱크의 두께를 찾기 위해 최대상당응력이 나타나는 부분 즉, 취약부만의 두께를 증가시켜줌으로써 보다 가벼운 무게를 가지는 최적의 탱크를 설계하고자 한다. 하지만 두께 뿐만 아니라 얼마나 넓은 부분을 선택하여 두께에 변화를 줄 것인지도 고려할 것이다. 또한, 전체 두께와 보강두께와의 급격한 두께 차로 인해 발생하는 응력의 집중을 방지하기 위해 각각의 보강두께보다 얇고 전체 초기두께보다는 두꺼운 두께를 가지는 완충부를 두고, 그로인해 발생하는 최대상당응력을 고찰하여 최적의 모델을 찾되자 한다. 두께의 변화를 주기위해 탱크의 분할한 영역(취약부(a), 완충부(b), 초기부(c))을 각각의 설계 파라메타로 정의하고 Fig.8에 나타내었다.

우선 모델 3의 최대상당응력 발생지역이 Fig.8의 X축(적도부)으로부터 떨어진 거리가 28.55mm이므로 지지부주위 취약부에 대한 크기인 a를 35mm, 40mm, 45mm로 하고, 또한 배출구와 주입구 주위의 취약부에 대한 크기는 Y축(경도중심)에서부터 폭 w를 24.8mm로 정의한다. 그리하여 완충부(b)에서의 벽 두께(Bt)의 값

Table 4. Maximum equivalent stress with respect to uniform tank wall thickness

thickness (mm)	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
σ_{max}^e (Mpa)	1292	1176	1078	992.5	918.4	853.3

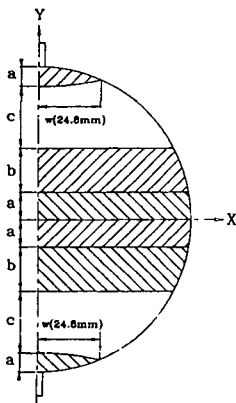


Fig. 8 Dimensions of divided zones of the variable thickness

을 1.1mm로 고정한 후 취약부의 두께를 1.1mm에서 1.5mm까지 0.1mm씩 증가시키면서 각 모델에 대해 응력분포를 계산하였다.

그 결과는 Fig.9에서는 취약부의 두께(At)가 1.1mm 이고 보강영역폭 a가 40mm일때는 최대상당응력이 1239MPa로서 보강되지 않을때 최대상당응력 1292MPa보다 4%정도 감소하는 데 그쳤으나 1.2mm로 두께를 더 늘렸을 때는 최대상당응력이 134MPa이 감소하여 약 10%정도의 보강효과를 얻었다. 그리고 다시 1.3mm로 두께를 증가시켰을 때 최대상당응력이 54MPa이 감소하여 또 다시 4%정도 보강효과를 얻었으나 1.4mm, 1.5mm로 증가시켰을 때는 보강효과는 미미하였다. 최대상당응력 발생지점도 지지대 주위에서 보강영역과 완충영역의 경계부근으로 발생했다. 보강영역의 폭이 35mm일 때와 45mm일때에도 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

완충부 면적의 크기 변화에 대한 응력변화를 고찰하기 위해서 b를 60mm로 정하고, 취약부(a)의 두께(At)는 1.5mm로 고정한 후 두께차를 고려한 완충부부분의 두께를 1mm에서 1.2mm로 증가시키면서 구조해석을 하였다. Fig.10에서 나타난 바와 같이 탱크의 벽면두께가 1mm

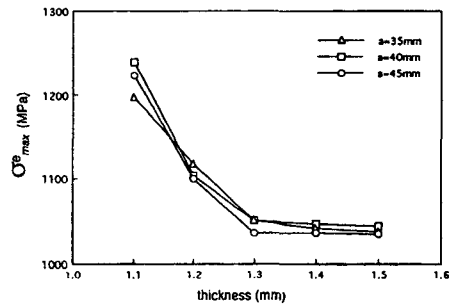


Fig. 9 Relationship between the equivalent stress and the weak zone thickness (Bt=1.1mm)

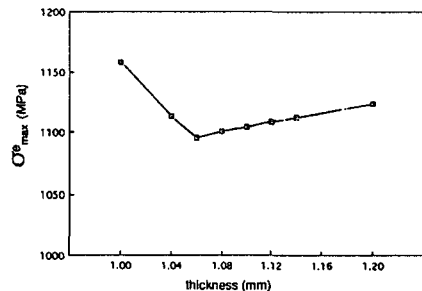


Fig. 10 Relationship between the equivalent stress and the transitional zone thickness (At=1.5mm)

에서 1.06mm로 변화할 때 최대상당응력값은 최대치보다 63MPa만큼 감소하여 이때 가장 낮은 최대상당응력의 값을 나타내었고, 다시 두께가 증가하면 값도 증가함을 알 수 있었다.

두께가 1mm일때는 지지부 주위에서 큰 상당응력이 발생하지만 두께가 1.06mm일 때는 전반적으로 두께가 1mm인 지점 이외에 취약부등 넓은 부분에 분포되어 큰 상당응력이 발생하였고, 또한 최대상당응력도 가장 낮게 발생하였다. 그러나, 다시 두께가 두꺼워지면 큰 상당응력분포가 작아지고 지지부 주위와 두께차가 많이 발생하는 지점인 취약부에서 집중적으로 발생하고 최대상당응력도 다시 증가하는 것을 알 수 있었다. 완충부 면적의 크기에 대한 영향을 연구하기 위하여 완충부(b)의 부분이 40mm에 대해서도 해석을 수행하였으나, 뚜렷한 차이가 발생하지 않았다.

3.4 취약부(a)와 완충부(b)의 최적두께변화

각 부분의 두께변화에 따른 영향은 완충부 두께(Bt)가 1.06mm, 취약부 두께(At)가 1.20mm일 때 최대상당응력의 감소가 최대로 발생하였으므로 탱크벽면의 기본 두께 1mm에 대하여 각각 6%, 20%가 더 큰 것이다. 그러

Table 5. Maximum equivalent stress with respect to variation of optimal thickness ratio(a=40mm)

initial zone thickness (t) (mm)	transitional zone thickness (Bt) (mm)	weak zone thickness (At) (mm)	σ_{max} (Mpa)
1	1.06	1.2	1096
1.01	1.0706	1.212	1090
1.02	1.0812	1.224	1071
1.025	1.0865	1.23	1066
1.03	1.0918	1.236	1060
1.04	1.1024	1.248	1050

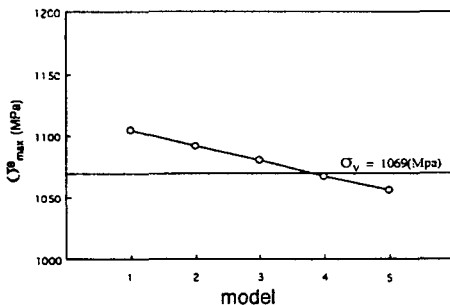


Fig. 11 Relationship between the maximum equivalent stress and variation of the optimal thickness ratio

므로 탱크벽면두께를 1mm에서 조금씩 증가시킬 때, 같은 비율로 완충부와 취약부 두께도 변화시켜 발생하는 최대상당응력이 항복응력보다 작아지는 값은 Table 4에 나타난 바와 같이 탱크벽면의 초기부 두께(t)는 1.0250 mm, 완충부의 두께(Bt)는 1.0865mm, 취약부의 두께(At)는 1.2300mm일 때이고, 그때 상당응력분포는 Fig.11과 같다. 그리고, 탱크 전체 두께변화에서 구한 최적모델(t=1.25)의 탱크전체 중량은 2.02412kg이고, 최적 두께비 변화에서 구한 최적모델의 탱크전체 중량은 1.82027kg이므로, 두께변화를 주기 위한 취약부와 완충부로 인하여 약 10.07%의 무게 감소효과를 얻을 수 있다.

4. 결론

구형 인공위성 추진제 탱크의 설계를 위하여, 설계파라미터를 정의하고 각각의 설계 파라미터에 따라서 유한요소법을 이용한 구조해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 최대상당응력은 지지부 주위에서 발생하며 지지부의 위치를 아래로 내려도 최대상당응력의 발생위치는 별로 변하지 않는다. 그러므로 지지부가 내려감에 따라 상대적으로 위치는 올라가는 것처럼 보인다.

2. 최대상당응력은 모델 3에서 적도부로부터 28.55 mm 아래, 지지부중심에서 좌우로 9°씩 돌아간 위치에서 발생한다. 또한 압축개스 주입구와 추진제 배출구 주위에서도 최대상당응력의 약 83% 정도로 큰 응력이 발생하였다.

3. 추진제 탱크의 두께를 균일하게 유지하며 변화시켰을 때 항복응력 1096MPa를 만족시키는 두께는 약 1.25mm이다.

4. 탱크의 무게를 줄이기 위하여 최대상당응력이 발생하는 취약부와 두께의 급격한 변화를 막기 위한 완충부, 처음 두께의 초기부 세부분으로 나누어 보강하였다.

5. 완충부 두께와 초기부 두께를 일정하게 유지하고 취약부두께를 변화시켰을 때 초기부 두께보다 20% 클때 응력 감소효과가 가장 컸다. 그리고 취약부 폭을 변화시켰을 때 폭이 40mm일때 응력감소 효과가 가장 컸다.

6. 취약부 두께와 초기부 두께를 일정하게 유지하고 완충부 두께를 변화시켰을 때 초기부 두께보다 6%정도 클 때 응력감소효과가 가장 크고 완충부 폭의 영향은 거의 없었다.

7. 초기부(t), 완충부(Bt), 취약부(At)의 최적두께비 인 1 : 1.06 : 1.2를 유지하면서 두께를 변화시켰을때 최대 상당응력이 항복응력이내인 값은 각각 1.025mm, 1.087mm, 1.230mm일때이며, 상당응력분포는 탱크전 벽면에 균등하게 분포되는 경향을 보이며 최대치는 여전히 지지부 좌우에서 발생했다.

참 고 문 헌

1. Huzel. D. K. and Huang. D. H., "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines", American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.
2. Metals Handbook 9th ed., Vol. 3 Properties and Selection, American Society for Metals, pp.353-360, 1980.
3. Krupka, V., "Analysis for Lug or Saddle-supported Cylindrical Pressure Vessels", First International Conference on Pressure Vessel Technology, part 1, pp.491-500, 1969.
4. Skopinsky. V. N., "Numerical Stress Analysis of Intersecting Cylindrical Shells", J. Pressure Vessel Technology, Vol. 115, pp.275-282, 1993.
5. Herrmann. L. K., and Campbell. D. M., "A Finite Element Analysis for the Shells", AIAA Journal, Vol. 6, No. 10, pp.1842-1847, 1968.
6. Timosenko. S. P. and Wolnowsky-Kriger. s., "Theory of Plate and Shell", McGraw-Hill, pp.553-554, 1996.
7. Granin. Jr. Hartley., "Fundamentals of the Finite Element Method", Waveland Press, Inc., pp.107-142, 1991.
8. Ong. L. S., "Peak Stress and Fatigue Assessment at the Saddle Support of a Cylindrical Vessel", J. of ASME, Vol. 117, pp.305-311, 1995.
9. Skopinsky. V. N. and Berkov. N. A., "Stress Analysis of Ellipsoidal Shell with Nozzle under Internal Pressure Loading", J. Pressure Vessel Technology, Vol. 116, pp.431-436, 1994.
10. Timoshenko. S. P. and Goodier. J. N., "Theory of Elasticity", McGraw-Hill, pp.235-242, 1970.
11. Huebner. Kenneth H., Thornton. Earl A. and Byron. Ted G., "The Finite Element Method for Engineers", 1995.