

굴삭기 유압실린더의 내구설계 기법에 관한 연구[§]

김영범^{*†} · 김판영^{*} · 김인규^{**} · 권학순^{**} · 이민희^{**} · 박진수^{*}

^{*}현대중공업 기계설계연구실, ^{**}현대중공업 건설장비 선행개발부

A Study on the Durability Design of a Hydraulic Cylinder for an Excavator

Young Bum Kim ^{*†}, Pan Young Kim ^{*}, In Kyu Kim ^{**}, Hak Soon Kwon ^{**}, Min Hee Lee ^{**} and Jinsoo Park ^{*}

^{*} Mechanical Design Research Department, Hyundai Heavy Industries,

^{**} Construction Equipment Advanced Technical Department, Hyundai Heavy Industries

(Received May 14, 2010 ; Revised September 16, 2010 ; Accepted September 17, 2010)

Key Words: Hydraulic Cylinder(유압실린더), Excavator(굴삭기), Durability Design(내구설계), Buckling(좌굴), Fatigue(피로), Yield(항복), Basic Design(기본설계), Detailed Design (상세설계)

초록: 굴삭기 유압실린더는 붐, 암, 버킷과 같은 작업장치를 작동시키는 핵심 부품이다. 일반적으로 유압실린더는 반복적인 고압으로 인해 좌굴이나 피로 파손과 같은 구조적 문제가 종종 발생한다. 따라서, 유압실린더의 내구설계 시 설계수명 동안의 피로, 항복, 좌굴 등에 대한 구조 안전도 평가가 반드시 이루어져야 한다. 내구설계는 기본설계와 상세설계 두 단계로 구성되는데, 기본설계 단계에서는 굴삭기의 작업능력, 작업속도, 작업영역 등을 고려하여 항복과 좌굴 안전도를 만족하도록 로드와 튜브의 주요 치수를 결정한다. 상세설계 단계에서는 로드 노치, 용접부, 튜브 끝단, 글랜드, 오리피스, 쿠션링 등의 상세치수를 주로 피로 안전도 측면에서 결정한다. 본 연구에서는 이러한 내구설계의 전반적인 절차와 각 설계 단계에서 내구설계 평가를 위한 해석기법에 대해 기술하였다.

Abstract: A hydraulic cylinder is a primary component of an excavator and is used for activating attachments such as boom, arm, and bucket. Generally, the cylinder is prone to structural problems such as buckling and fatigue failure caused by cyclic high pressure. Therefore, the safety margin for fatigue, yield, and buckling during the design lifetime should be evaluated at the durability-design stage. The durability design includes basic and detailed stages. In the basic design, the principal dimensions of the rod and tube are determined by considering the working force, speed, and range with respect to yield and buckling. In the detailed design, the dimensions of the rod notch, welds, tube end, gland, orifice, and cushion ring are determined by considering the fatigue safety. We present and discuss the overall procedure for durability design and the related analysis techniques.

1. 서론

굴삭기 유압실린더는 유압펌프로부터 공급되는 작동유의 유압에너지를 선형왕복운동을 위한 기계에너지로 전환하여 붐, 암, 버킷과 같은 작업장치를 작동시키는 핵심 부품이다. 굴삭기에는 붐, 암, 버킷 각각의 작업장치를 작동시키기 위한 붐 실린더, 암 실린

더, 버킷 실린더가 있다(Fig. 1 참조). 각 실린더는 로드와 튜브로 구성되어 있으며, 튜브는 작업장치에 고정되어 있고 피스톤이 부착되어 있는 로드와 선형왕복운동을 하여 작업장치를 작동시키게 된다. Fig. 2는 파스칼의 원리로 작동되는 유압실린더의 개념도를 나타내는데, 피스톤을 기준으로 Port A 로 작동유가 유입되는 왼쪽을 대실(large chamber), Port B 로 작동유가 유입되는 오른쪽을 소실(small chamber)이라 한다. 그리고 피스톤이 전진하여 실린더가 최대 신장 될 경우 작동유가 오리피스(orifice)와 같은 제한된 유로로만 토출되어 소실의 압력이 상승하게 되는데, 이때의 소실을 쿠션 챔버(cushion chamber)라 부른다.

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 생산 및 설계공학부문 춘계학술대회(2010.4.22-23, 제주 라마다프라자) 발표논문임.

† Corresponding Author, ybkim07@hhi.co.kr

© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

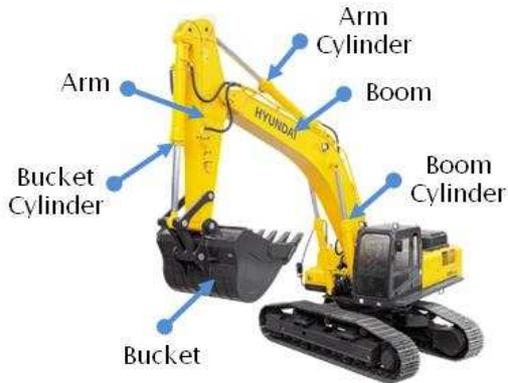


Fig. 1 Configuration of hydraulic cylinders of excavator

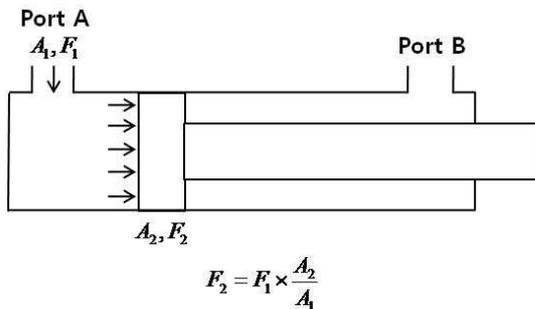


Fig. 2 Working principle of hydraulic cylinder

굴삭기의 일반적인 토사 작업 시 소실과 대실에는 반복적인 압력이 작용하게 되고, 쿠션 챔버에는 일시적인 고압이 작용한다. 이러한 압력 때문에 실제 좌굴, 항복, 피로에 의한 파손이 보고되고 있고 내구 최적설계가 필요하나 본 논문에서는 내구 최적설계의 선행연구로서 설계절차와 내구설계 기법에 관한 연구를 수행하였다. 일반적으로 굴삭기 유압실린더 설계 시 내구설계뿐만 아니라 성능설계도 고려해야 되는데, 성능설계는 상용압력, 유량, 속도, 쿠션 조작감 등을 포함하며 본 논문에서는 기존 연구결과가 미흡한 내구설계에 초점을 두었다.

굴삭기 유압실린더 내구설계 절차는 Fig. 3 과 같이 기본설계와 상세설계 단계로 나뉘어진다. 유압실린더 내구설계를 위해 우선 상용압력, 공급유량, 굴삭력, 인양력, 작업 영역 및 속도, 조인트 위치 등의 굴삭기 기본 사양 및 배치가 결정되어야 한다. 이 후 기본설계 단계에서는 유압실린더 주요 치수를 성능과 내구를 고려하여 결정한다. 튜브 내경은 상용압력을 바탕으로 요구되는 굴삭력과 인양력을 만족하도록 결정하며, 로드 지름은 정해진 공급유량에 따른 작업 속도를 고려하여 결정한다. 튜브 두께는 오버로드 릴리프(overload

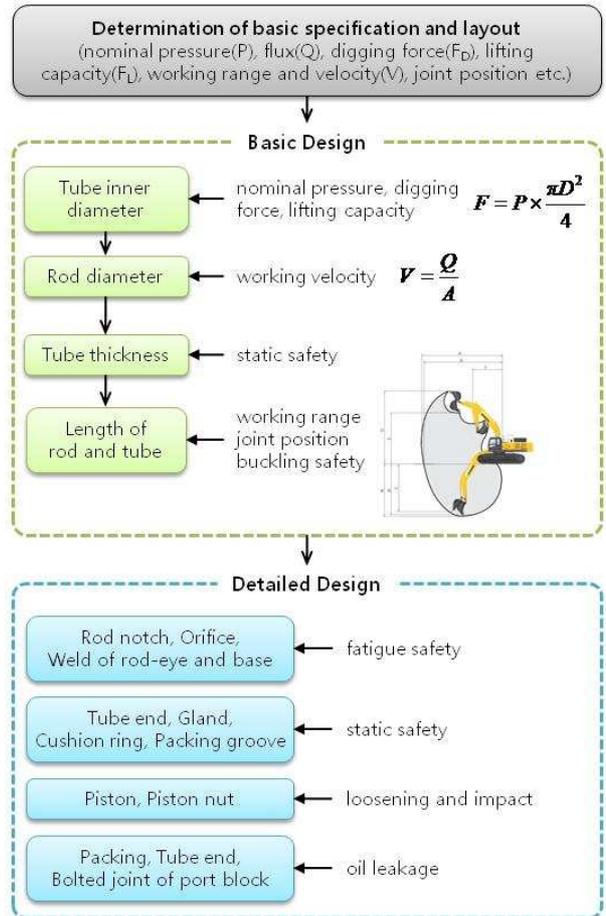


Fig. 3 Procedure of durability design for hydraulic cylinder of excavator

relief) 압력에 대한 정적 안전도를 고려하여 결정하며, 로드와 튜브의 길이는 작업 영역과 기본 배치 결정에 따른 조인트 위치, 그리고 좌굴 안전도를 고려하여 결정한다. 그 다음으로 상세설계 단계에서는 피로 안전도, 정적 안전도, 풀림 및 충격, 누유 등의 관점에서 주요 상세구조를 설계하고 평가한다.

본 논문에서는 기본설계 단계의 유압실린더 주요치수를 결정하는 절차와 상세설계 단계의 몇 가지 평가 부위에 대한 해석적 평가 기법에 대해 기술하고자 한다.

2. 기본설계

기본설계 단계에서는 실린더의 주요 치수인 로드와 튜브 지름 및 길이, 튜브 두께를 결정하게 된다. 기본설계에서는 정적 안전도, 좌굴 안전도와 같은 내구적인 측면뿐만 아니라, 굴삭력, 인양력, 속도 등과 같은 작업성과 기본 배치에서 결정

Table 1 Ratio of rod pressure area and tube pressure area of standard cylinder

type	A	B	C	D
ratio	1:2 (0.5:1)	1:1.45 (0.69:1)	1:1.25 (0.8:1)	1:1.15 (0.87:1)

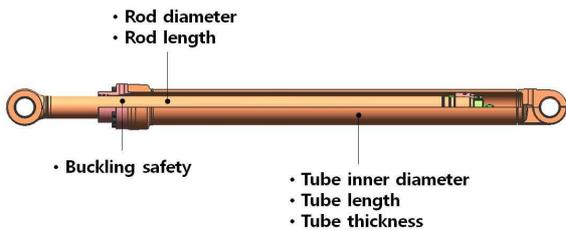


Fig. 4 Items for basic design of hydraulic cylinder

되는 조인트 위치를 동시에 고려해야 한다. Fig. 4는 기본설계 항목을 나타낸다.

2.1 튜브 내경과 로드 지름

표준 실린더의 경우 튜브 내경과 로드 지름을 로드측과 튜브측의 압력이 작용하는 면적비 하나로 Table 1과 같이 4가지 종류로 나타내기도 한다.

A 타입에서 D 타입으로 갈수록 실린더 수축 시 힘은 증가하지만 속도가 감소하는 특징을 가지고 있다.

튜브 내경은 실린더 신장과 관련된 변수이며, 로드 지름은 실린더 수축과 관련된 변수이다. 일반적으로 굴삭력과 인양력을 고려하여 튜브 내경을 먼저 결정하고, 그 다음 작업 속도를 고려하여 로드 지름을 결정하게된다.

봄 실린더의 신장 또는 암 실린더의 수축은 버킷을 들어올리는 역할을 하므로 주로 인양 작업과 관련이 있으며, 암과 버킷 실린더의 신장은 암과 버킷의 오르림 동작이므로 굴삭 작업과 관련이 있다. 따라서, 상용압력과 공급유량이 이미 결정된 상태에서 봄 실린더 튜브 내경 및 암 실린더 로드 지름은 요구 인양력을 만족하도록 결정되어야 한다. 즉, 버킷에 적재된 화물 하중을 비롯하여 작업장치 자중을 두 개의 봄 실린더 또는 암 실린더가 지지할 수 있도록 봄 실린더 튜브 내경 또는 암 실린더 로드 지름이 결정되어야 한다. 인양력 계산은 Fig. 5와 같이 ISO 국제 기준에서 제공하는 방식을 따라 반경 및 높이 방향으로 인양 지점의 위치를 변화시켜 가면서 계산한다.⁽¹⁾ 그리고 암과 버킷 실린더의 튜브 내경은 Fig. 6과 같이 인양력과 마찬가지로 ISO 국제 기준에서 제공하는

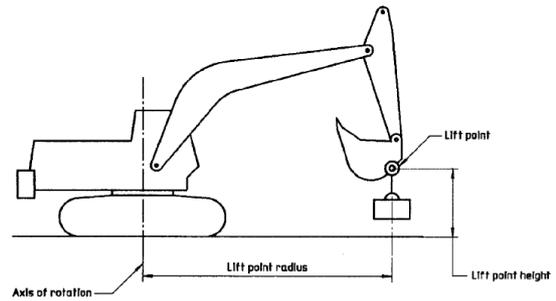


Fig. 5 Lift point for calculation of lifting capacity⁽¹⁾

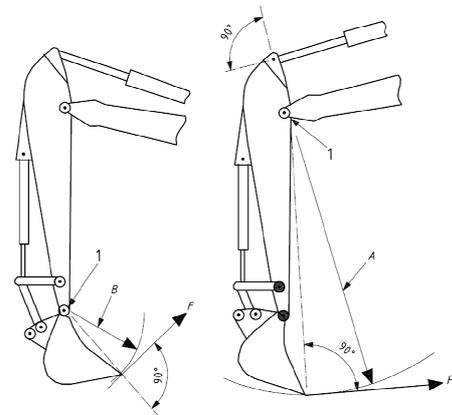


Fig. 6 Calculation methods for bucket(L) and arm(R) cylinder tool force⁽²⁾

굴삭력 계산법을 따라 계산하며⁽²⁾ 그 값이 요구 최대 굴삭력을 만족하도록 결정되어야 한다.

튜브 내경이 실린더 신장 측, 대실과 관련되어 주로 굴삭력이나 인양력과 같이 요구되는 힘을 만족시키기 위해 결정되었다면, 로드 지름은 실린더 수축 동작과 관련되며 실린더 수축은 힘을 필요로 하는 작업에 사용되기 보다 붐 하강, 암 벌림, 버킷 벌림과 같이 작업을 수행하기 위한 자세로 이동하기 위해 사용한다고 볼 수 있다. 따라서, 이동 동작의 경우 속도가 중요하므로 로드 지름은 요구되는 작업 속도를 만족하도록 결정한다. 펌프에서 공급되는 유량이 결정되었다면, 단순히 공급 유량을 단면적으로 나누어 실린더의 속도를 계산할 수 있다.

2.2 튜브 두께

쿠션 챔버를 제외한 유압실린더의 소실과 대실에 작용 가능한 가장 큰 압력은 외부 하중에 의해서 더 이상 챔버 내 압력이 상승하지 않도록 설정해 둔 오버로드 릴리프 압력이다. 튜브 두께 선정 시 오버로드 릴리프 압력에 대한 정적 안전도를 만족하도록 설계를 수행해야 한다.

굴삭기 유압실린더의 경우 튜브 내경 대비 두께

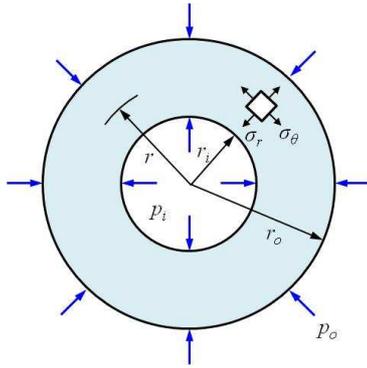


Fig. 7 Thick-walled pressure vessel

의 비율이 0.1 이상인 두꺼운 압력 용기로서 두께 방향의 응력 변화를 고려해야 한다. 튜브의 응력 계산은 Fig. 7 과 식 (1)~(3)의 Lamé's equation⁽³⁾을 사용할 수 있다.

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (2)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} - \sigma_r \sigma_\theta \quad (3)$$

여기서, r_o 는 튜브 외경, r_i 는 튜브 내경, p_o 는 외압, p_i 는 내압, r 은 임의의 튜브 위치 반지름, σ_r 은 반경방향 응력 σ_θ 는 원주방향 응력, σ_e 는 등가응력을 나타낸다. Lamé's equation 에 의하면 튜브 내경에서 외경으로 갈수록 응력이 감소함을 확인할 수 있다. 즉, 튜브의 최대응력 발생 위치는 튜브 내경이다.

튜브 두께의 정적 안전도는 튜브 재료의 항복강도 대비 최대 등가응력(von Mises 응력)으로 정적 안전율을 계산하여 평가할 수 있다.

2.3 로드와 튜브 길이

굴삭기 초기 설계 시 조인트 위치를 포함하는 기본 배치 설계가 완료되면, 각 유압실린더의 최소 및 최대 길이를 조절하여 Fig. 8 과 같은 최대 굴삭 반경, 지면 굴삭 반경, 최대 굴삭 깊이, 수직 굴삭 깊이, 최대 굴삭 높이, 최대 덤프 높이, 최소 작업 반경 등의 작업 영역이 결정된다. 요구되는 작업 영역을 만족하는 각 유압실린더의 최소 및 최대 길이가 결정되면, 최소 길이를 이용하여 튜브 길이를 결정할 수 있고 최대 길이를 이용하여 로드 길이를 결정할 수 있게 된다.

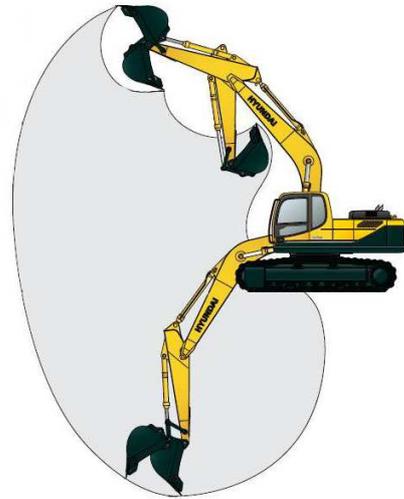


Fig. 8 Working range of excavator

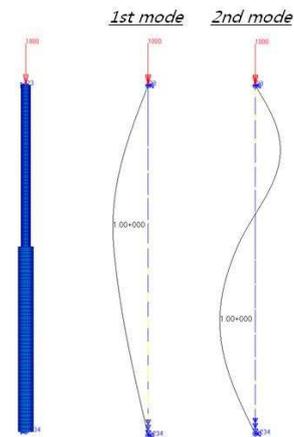


Fig. 9 Linear buckling analysis of hydraulic cylinder

로드와 튜브 길이까지 결정되면 유압실린더의 주요 치수가 모두 결정된 것이며, 이를 바탕으로 좌굴 안전도 평가를 수행해야 한다. 좌굴 안전도 평가를 위한 임계하중은 로드와 튜브의 단면 변화를 고려하여 Fig. 9 와 같이 선형좌굴해석을 이용하여 계산 가능하다.

보수적인 평가를 위해 실린더가 최대 신장된 상태에서 오버로드 릴리프 압력이 작용한다고 가정할 수 있다. 하중 크기는 고정되어 있다고 가정하면 유압실린더의 좌굴 발생에 영향을 주는 인자는 경계 조건, 길이, 탄성계수, 관성모멘트 등 이다. 이 중 길이는 조인트 위치에 따라 작업 영역을 고려하여 결정되어 로드와 튜브 길이에 영향을 받는 인자이며, 관성모멘트는 로드 지름 및 튜브 내경, 튜브 두께에 영향을 받는 인자이다. 따라서, 기본 내구설계 단계에서 결정되는 유압실린더 주요 치

수는 설계 요구조건을 만족하도록 반복 과정을 통해 결정한다. 즉, 결정된 주요 치수가 좌굴 안전도를 만족하지 않는다면, 요구되는 작업능력 및 안전도를 모두 만족할 때까지 반복적으로 주요 치수를 변화시켜가면서 결정한다.

3. 상세설계

상세설계 단계에서는 Fig. 3 에 나타낸 바와 같이 피로 안전도, 정적 안전도, 풀립 및 충격, 누유 등의 관점에서 주요 상세구조를 설계하고 평가한다. Fig. 10 에 상세설계 항목을 나타내었다. 본 논문에서는 여러 상세부위 중 로드 노치부와 로드아이 용접부의 피로 안전도 평가, 쿠션 챔버 내의 튜브 끝단, 쿠션링의 정적 안전도 평가, 누유 검토 기법에 대해 기술하였다.

3.1 로드 노치부

로드 노치부는 반복적인 인장 및 압축 하중을 받는 동시에 응력집중부이기 때문에 반드시 피로 안전도를 고려하여 설계해야 한다.

일반적으로 노치부가 아닌 경우 피로한도를 계산하여 Haigh diagram 상에서 무한 수명 여부를 판단한 뒤 무한 수명일 경우 무한 수명에 대한 피로 안전율을 계산하며, 유한 수명일 경우 응력-수명 (S-N) 방법, 변형률-수명(ε-N) 방법, 선형과곡역학적(LEFM) 방법 등을 이용하여 피로 수명을 계산한다.

노치부에 대한 피로한도는 무더짐 효과(blunting effect)와 크기 효과(volume effect)를 고려한 피로노치계수(K_f)로 나눠주어야 한다. 피로노치계수는 Peterson 과 Neuber 등이 실험을 통하여 제안하였으며⁽⁴⁾ 그 중 Peterson 이 제안한 식은 식 (4)와 같다.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{\left(1 + \frac{a}{r}\right)} \quad (4)$$

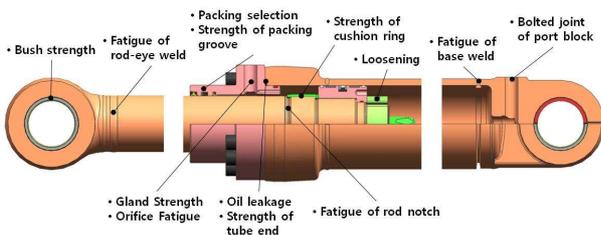


Fig. 10 Items for detailed design of hydraulic cylinder

여기서, K_t 는 응력집중계수이며 a 는 재료의 강도와 연성에 관계된 상수, r 은 노치선단 반경이다.

수정된 피로한도를 이용하여 Fig. 11 과 같이 Haigh diagram 을 수정할 수 있으며, Haigh diagram 상에 공칭응력 상태를 나타내어 무한 수명 여부를 판단할 수 있다.

만약, 유한 수명이고 노치부 응력이 항복을 초과하지 않는다고 가정하면, Fig. 12 와 같이 Juvinal⁽⁵⁾의 수정된 응력-수명 방법을 이용하여 피로 수명을 계산할 수 있다.

3.2 로드아이 용접부

굴삭기 유압실린더의 로드와 튜브는 작업장치 조인트와 핀으로 연결되어 있으며 이를 위해 각각 로드아이, 베이스가 로드와 튜브의 끝에 용접되어 있다. 이 중 본 연구에서는 로드아이 용접부에 대해 설계 시 피로 안전도 평가를 위한 기법을 기술하였다.

용접부 피로 안전도 평가를 위해 IIW(International Institute of Welding)⁽⁶⁾에서 제시하고 있는 공칭(Nominal), 구조 핫스팟(Structural Hot Spot), 유효노치(Effective Notch) 응력을 이용한 피로수명 계산 방법 중 유효노치 응력 방법을 이용할 수 있다. 공칭응력이나 구조 핫스팟응력을 이용한 방법은 IIW 에서 제시하고 있는 구조 상세부 중 로드아이 용접부 상세부와 일치하는 항목이 없어 적용하기에 제한이 있다. 반면, 유효노치 응력 방법은 위의

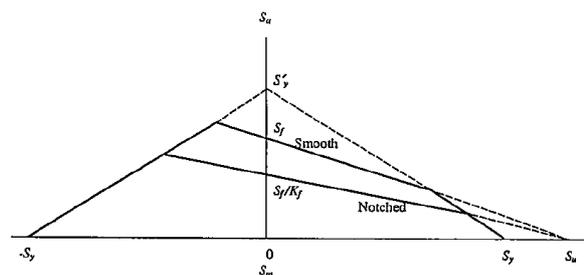


Fig. 11 Haigh diagram for smooth and notched members⁽⁴⁾

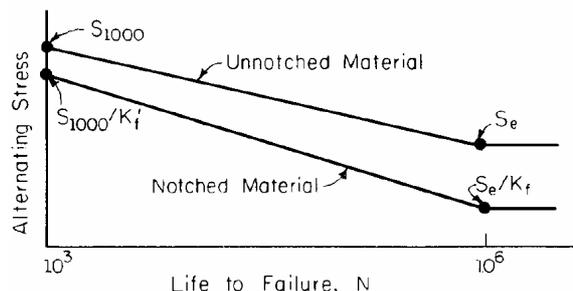


Fig. 12 Juvinal's stress-life method⁽⁵⁾

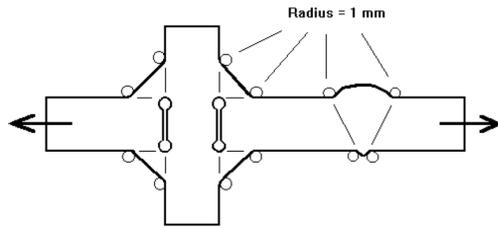


Fig. 13 Effective notch stress concentration factors⁽⁶⁾

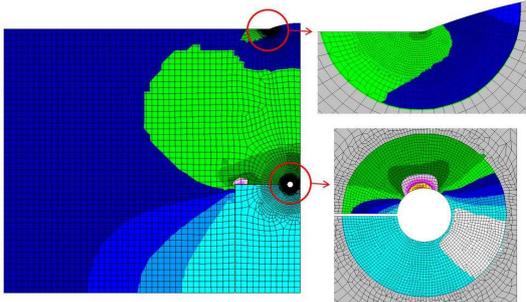


Fig. 14 Effective notch stress analysis of rod eye weld

두 방법에 비해 유한요소해석 시간이 상대적으로 많이 소요되지만, 구조 상세부가 필요하지 않아 용접부가 적은 유압실린더에 적용이 용이하다.

유효노치 응력 방법은 RIMS(Radius 1 mm Mean Spreading concept) 개념을 이용하여 Fig. 13 과 같이 용접 토우(toe)부와 루트(root)부에 R=1mm 인 노치를 이상화하여 강(steel)의 경우 노치부 응력을 FAT=225, m=3 으로 정의되는 응력-수명 선도와 비교하여 피로 수명을 계산하는 방법이다. 여기서, FAT 값은 2×10^6 반복수에서 정의되는 응력이며 m 은 식 (5)로 정의되는 응력-수명 선도에서 기울기를 나타낸다.

$$C = N \times \Delta\sigma^m \quad (5)$$

로드아이 용접부의 경우 토우부와 루트부 피로 수명 계산을 위해 Fig. 14 와 같이 상용 유한요소 해석 프로그램의 axisymmetric 해석을 이용하여 노치부 응력을 계산할 수 있다.

축하중이 작용하는 유압실린더의 로드아이 용접부 중 루트부는 토우부에 비해 상대적으로 피로 파손에 취약하며 용접 후 결함검사가 필요하다.

3.3 쿠션 챔버

쿠션 챔버는 일시적으로 고압이 작용하는 부위이므로 이 부위에 대한 정적 안전도 평가 및 누유 검토가 설계 시 필수적이다. 여기에서는 튜브 끝단과 쿠션링의 정적 안전도 평가 및 글랜드와 튜브 사이의 누유 검토를 위한 해석기법에 대하여 기술하였다.

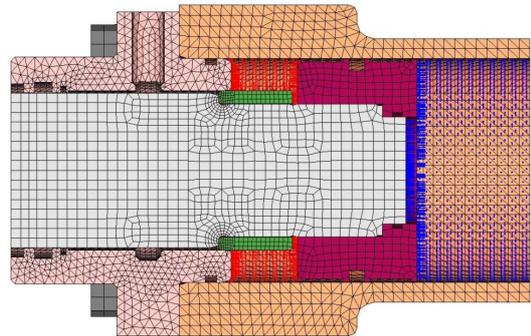


Fig. 15 FEA model of cushion chamber

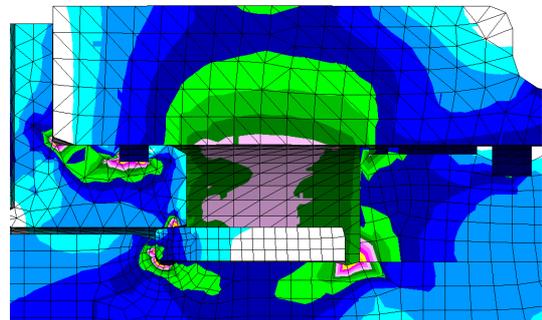


Fig. 16 Equivalent stress distribution of cushion chamber

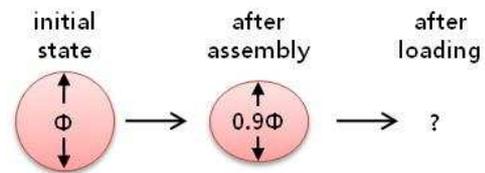


Fig. 17 Deformation of O-ring at each load step

쿠션 챔버 내구해석을 위하여 볼트 체결 효과 및 접촉을 고려한 유한요소 모델을 상용 유한요소 해석 프로그램을 이용하여 Fig. 15 와 같이 구성할 수 있다. 쿠션 챔버 내부에는 일반적인 쿠션 상태가 아닌 외부 하중에 의해 최대 신장되어 쿠션이 작용하는 경우를 고려하여 상용압력 대비 상당히 높은 압력을 적용하게 된다.

쿠션 챔버 해석 결과 예를 Fig. 16 에 나타내었는데, 튜브 끝단과 쿠션링의 정적 안전도 평가는 항복강도 대비 최대 등가응력의 안전율을 계산하여 평가가 가능하다.

글랜드와 튜브 사이 누유 발생 여부는 누유 방지를 위해 압축된 상태로 조립되어 있는 오링(O-ring)의 압축률 변화를 계산하여 판단 가능하다. Fig. 17 과 같이 조립 시 약 10% 이상 압축되는 오링의 하중 작용 후 변형을 위의 쿠션 챔버 유한요소 해석 결과로부터 계산하여, 일정 압력에서의 오

링 압축률 변화에 따른 누유 여부 시험 자료를 바탕으로 누유 평가가 가능하다.

4. 결 론

본 연구에서는 굴삭기 유압실린더의 내구설계를 단계별로 나누어, 기본설계에서는 주요 치수를 결정하는 절차에 대해 기술하였고 상세설계에서는 몇 가지 평가 부위에 대한 해석적 평가 기법을 기술하였다.

기본설계에서는 튜브 내경과 로드 지름, 튜브 두께, 로드와 튜브 길이와 같은 유압실린더 주요 치수를 결정한다. 상용압력과 공급유량이 결정되었다고 가정하면 먼저 튜브 내경을 요구되는 굴삭력과 인양력을 고려하여 결정하고, 그 다음 로드 지름을 작업 속도를 고려하여 결정한다. 튜브 두께는 정적 안전도를 고려하여 결정하며, 이미 결정된 조인트 위치와 요구되는 작업 영역을 고려하여 로드와 튜브 길이를 결정한 뒤, 마지막으로 좌굴 안전도 평가를 수행하게 된다. 일련의 과정은 모든 요구 조건을 만족하도록 반복적으로 수행된다.

상세설계 부위 중 로드 노치부는 피로노치계수로 피로 안전도에 노치가 미치는 영향을 고려해야 하며, 로드아이 용접부는 IIW 에서 제공하는 피로 수명 계산 방법 중 유효노치 응력 방법을 사용하여 피로 안전도 평가가 가능하다. 또한, 일시적인 고압이 작용하는 쿠션 챔버의 내구해석을 위해 불

트 체결 효과와 접촉을 고려한 비선형 유한요소해석이 필요하다.

이와 같이 일련의 내구설계 절차를 통하여 설계 수명 동안 각 취약 부위의 내구신뢰성을 만족하는 실린더를 설계하게 된다.

참고문헌

- (1) ISO Technical Committee 127, 1993, *ISO 10567: Earth-Moving Machinery-Hydraulic Excavators-Lift Capacity*, International Organization for Standardization, Switzerland, pp. 1~10.
- (2) ISO Technical Committee 127, 2006, *ISO 6015: Earth-Moving Machinery-Hydraulic Excavators and Backhoe Loaders-Methods of Determining Tool Forces*, International Organization for Standardization, Switzerland, pp. 12~16.
- (3) Ugural, A. C., 2003, *Mechanical Design: An Integrated Approach*, McGraw-Hill, New York, pp. 661~666.
- (4) Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. and Fuchs, H. O., 2001, *Metal Fatigue in Engineering*, John Wiley & Sons, Inc., Canada, pp. 196~206.
- (5) Bannantine, J. A., Comer, J. J. and Handrock, J. L., 1997, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, New Jersey, pp. 137~148.
- (6) Hobbacher, A., 2005, *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*, International Institute of Welding, Paris, pp. 21~79.
- (7) Fricke, H., 2006, *Round-Robin Study on Stress Analysis for the Effective Notch Stress Approach*, International Institute of Welding, Paris, pp. 1~17.