

# 충격식 피로시험기 개발

## Development of Impact Fatigue Test Machine

남 용 윤\* · 신 병 천\* · 홍 석 균\*\* · 이 성 우\*\*

Y. Y. Nam, S. K. Hong and S. W. Lee

### ABSTRACT

This paper reports the development of a special impact fatigue test machine for high pressure vessels. The targeted vessels are subjected to shock pressures equivalent of explosions. This severe loading condition brings many difficulties to the design of test machine. Unfortunately, there are very rare such test machine in the world, and more worse, the machine is not opened and sold.

### 1. 서 언

충격적인 고압을 받는 압력용기 피로 내구도 시험에 사용할 특수한 피로시험기 개발에 대하여 개괄하며, 구체적인 수치 자료는 공개하지 않음을 미리 밝혀둔다.

시험대상인 압력용기는 고장력강의 인장강도와 맞먹는 압력을 폭발에 해당하는 짧은 시간에 받는다. 개발하고자 하는 시험기는 일종의 에너지 변환 장치인데, 시험 대상 압력용기의 크기를 고려할 때 원하는 압력 펄스를 얻기 위해서 매우 큰 에너지를 순간적으로 변환해야 한다. 극한 압력을 다루고, 또 큰 에너지를 순간적으로 변환하기 때문에 이러한 시험기의 개발 사례는 드물며 또한 공개되지 않고 있다. 따라서 개념설계에서부터 제작까지 모든 개발을 자체 기술로 수행하였다.

### 2. 시험기 개념설계 및 기본 치수 추정

#### 2.1 에너지 변환방법

충격압력 펄스를 얻는 손쉬운 방법으로 화학적인 에너지를 직접 기계적인 에너지로 변환하는 방법이 있다. 그러나 이 방법을 사용하면 매우 위험하고 막대한 비용이 든다. 따라서 기계적인 방법을 사용하여 에너지 변환을 한다.

기계적인 방법으로 충격압력 펄스를 얻는 간단한 방법으로 흔히 사용하는 망치질을 들 수 있다. 압력용기에 피스톤을 설치하고 피스톤을 망치로 가격하면 압력펄스를 얻을 수 있다. 그러나 피스톤을 가격하는 에너지가 매우 크기 때문에 큰 중량물의 낙하를 이용하여 피스톤을 가격하는 에너지를 얻는다. 즉 위치에너지(낙추)-운동에너지(낙추)-포텐셜에너지(유체)로 에너지 변환이 일어나고 압

\*한국기계연구원 구조시스템연구부

\*\*국방과학연구소

력은 포텐셜에너지 변환에서 얻어진다.

## 2.2 시험기의 구성

시험기의 주요 구성을 Fig.1에 도식적으로 나타냈다. 이 개념설계의 핵심은 목적인 성능(압력펄스의 크기와 폭)과 시험기의 안전성이다. 시험기의 구성에서 시험기의 성능은 작동유의 양, 낙추의 중량과 낙하높이 그리고 시험체를 포함한 시험기의 강성이다. 앞에서 열거한 구성원들은 시험기의 성능에 맞추어 우선 결정되어진다. 다음은 시험기의 안전성이다. 약 10(ton)인 낙추가 낙하하기 때문에 큰 충격력이 기반으로 전달되어 주변 구조물에 피해를 준다. 따라서 낙추에 비하여 매우 큰 질량을 사용하여 낙추의 운동 에너지를 반사시켜 다시 위치 에너지로 바꿈으로써 기반으로 전달되는 에너지를 감소시키는 방법을 채택하였다.

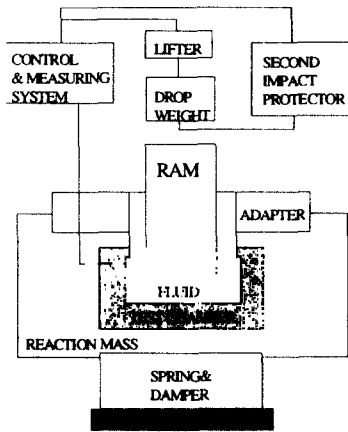


Fig.2.1 The schematic structure of test machine

## 2.3 시험기 기본 치수 추정

시험기의 치수는 압력의 크기와 최고압력 도달 시간에 초점을 맞추어 결정되어야 한다. 따라서 이들에 영향을 미치는 낙추의 질량, 낙하 높이, 작동유 체적과 램의 직경 등이 우선 고려되어 한다.

먼저 원하는 최고 압력 도달 시간을 얻기 위한 설계변수간의 관계를 구한다. 이 관계는 낙추의 질량과 유체의 강성계수에 의하여 다음 식들로 표현될 수 있다.

1자유도계의 고유진동수 계산식으로부터 파라미터  $R$ 을 정의한다.

$$R = \frac{K}{M} = \left(\frac{\pi}{T}\right)^2 \quad (2.1)$$

여기서  $K$ 는 유체의 강성계수,  $M$ 은 낙추의 질량이고  $T$ 는 펄스 폭이다. 최고 압력을  $\sigma_p$  유체의 체적탄성계수를  $E_F$ , 램의 단면적을  $A$ , 램의 운동 변위를  $\delta$ 라 하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\frac{E_F A}{v} \delta = \sigma_o \quad (2.2)$$

또 유체의 스프링 상수는 다음과 같이 표현된다.

$$K = \frac{E_F A^2}{v} \quad (2.3)$$

(2.1)식과 (2.3)식에서 낙추의 질량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = \frac{A^2 E_F}{R v} \quad (2.4)$$

낙추의 낙하 높이는 위치에너지와 유체의 포텐셜 에너지를 등치시키고 램이 유체속으로 들어가는 거리를 (2.2)식에서 구하여 대입하면 다음과 같이 구해진다.

$$h = \frac{\sigma_o^2 v}{2 E_F M g} \quad (2.5)$$

여기서 설계의 제약 조건을 고려하여 램의 직경 및 작동유의 체적을 결정한다. 작동유의 체적은 작으면 작을수록 에너지 변환을 적게 하므로 유리하다. 그러나 유체의 부피가 작으면 낙추의 질량이 커져야 하므로 유체의 부피는 큰 쪽이 유리하므로 적절히 절충하여 체적을 결정한다. 낙추의 질량을 (2.4)식으로 이 때 낙추의 낙하 높이는 (2.5)식으로 추정할 수 있다.

반력질량은 클수록 원하는 압력을 얻기 쉽고 기반의 안전성을 유지하기가 쉽다. 그러나 비용면에서는 불리하므로 적당한 크기로 해야한다. 여기서 가장 중요한 설계인자는 역시 압력파이므로 이를 기준으로 하여 가정한 질량의 타당성을 검토한다.

먼저 반력질량의 최대 운동변위를 가정한다. 낙추의 위치에너지가 전부 지지스프링의 포텐셜 에너지로 변환된다고 가정하고 그 변위를 적절히 제한한다(기반이 안전하게 감당할 수 있는 하중 이하로 변위를 설정함). 반력질량의 운동변위가 결정되면 지지 스프링 상수를 결정할 수 있다. 이 스프링 상수는 두 가지 조건을 만족해야한다. 반력질량-지

지스프링계의 고유 진동주기가 압력펄스 폭의 약 20배 이상이어야 하고, 또 이러한 스프링을 제작할 수 있어야 한다. 이 두 조건이 만족되지 않으면 처음으로 돌아가 반력질량을 다시 검토한다.

반력질량이 진동하지 않도록 지스프링과 함께 사용하는 감쇠기의 설계에는 임계감쇠(critical damping) 계수를 사용한다.

시편을 고정하고 있는 어댑터는 단조품으로 이 치수는 간단한 전단용력 계산으로 산정된다.

### 2.4 시험기 초기 성능추정

시험기를 스프링-질량계로 이상화하여 요구되는 압력크기와 최고압력 도달시간을 추정하는 프로그램을 작성하였다. 이 프로그램은 비선형 감쇠와 강성을 스프링 요소를 사용하며, 충돌을 간격요소(Gap element)를 사용하여 취급한다. 시간적분에는 NewMark  $\beta$  방법이 적용되었다.

Fig.2.2와 같이 시험기를 스프링-질량계로 이상화하였다. 낙추와 램의 충돌을 구현하기 위하여 간격요소를 낙추에 연결하고 낙추가 자유낙하하는 동안 낙추의 높이를 램의 끝단의 위치와 비교하여 낙추가 램에 도달하면 간격요소의 강성을 매우 큰 값으로 증가시킨다.

유체부분과 압력용기에 걸리는 힘을 Fig.2.3에 나타냈다. 그림에서 위의 선도가 유체에 걸리는 힘이다. 이 계산을 통하여 시험기의 초기 치수가 수정된다.

### 3. 모의시험

본 연구에서 구상한 시험기는 개발된 바가 없기 때문에 상세설계와 제작에 앞서 예상한 성능이 얻어질 수 있는지를 사전에 확인할 필요가 있다. 모의 시험은 이러한 목적에 가장 유용한 수단의 하나이다. 모의 시험은 1/4 축소 모형을 사용하였는데, 모의 시험기 각부의 세부구조는 실제의 시험기와는 다르나 압력파를 발생시키는 기구 즉, 기본적인 원리나 기구는 같다. Fig. 3.1은 모의 시험기의 모습이다. Fig.3.2는 모의시험에서 얻어진 압력파를 나타냈는데 사전에 설정한 압력펄스가 얻어졌다. 반력질량을 사용한 본 시험기의 개념설계가 타당

하다고 판단된다.

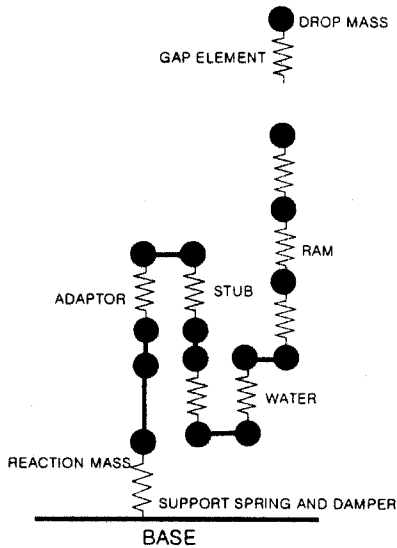


Fig.2.2 Modeling of the test machine for performance estimation

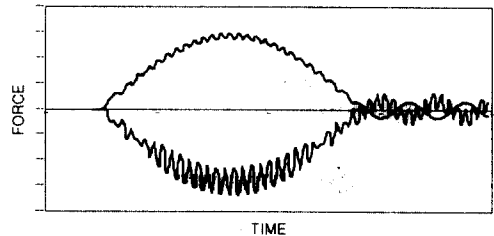


Fig.2.3 Performance estimation

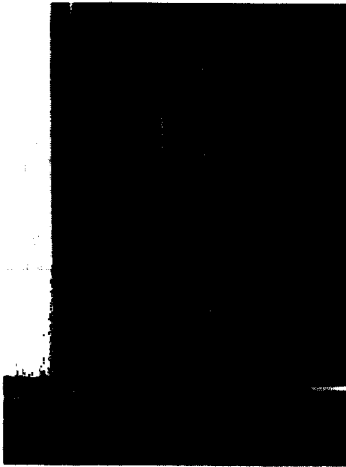


Fig.3.1 Small scale test machine

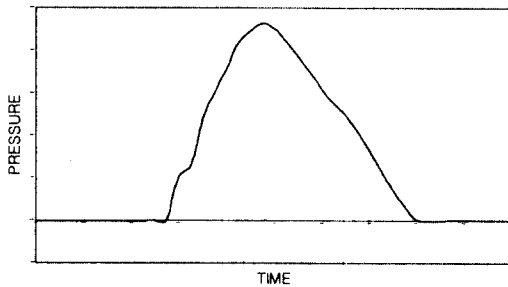


Fig.3.2 The pressure pulse of mdel test

#### 4. 기본설계

반력질량은 강판을 적층하고 볼트를 사용하여 단단히 체결하고 하부에는 리브 4개를 격자로 구성하여 반력질량의 강성을 높인다. 또한 파이프로 제작된 지지 스프링을 하우징을 반력질량 하부에 설치한다. 반력질량의 상부에는 어댑터가 수용될 구멍을 가공한다.

반력질량 위에 낙추가이드 프레임을 설치하고 낙추가이드 위에 낙추이송 유압기를 설치한다.

낙추도 강판을 적층하여 볼트로 체결하고, 램과 충돌하는 부분은 고강도 재료를 사용하여 충격부들/ 만들어 볼트로 낙추에 고정한다. 당초에는 램의 헤드가 구면으로 되어 있었는데, 여기서는 역으로 램의 헤드는 평판으로 하고 낙추의 충돌부를 구면

으로 가공한다. 이곳은 편차 충돌 시 낙추에 모멘트가 발생하여 낙추가이드 프레임에 과도한 하중이 걸리는 것을 방지하기 위함이다. 낙추는 기계식으로 자유낙하되므로 낙추에는 낙추 그림이 물릴 지그를 부착한다.

낙추 낙하장치는 유압실린더로 작동하는 그림을 낙추 이송용 유압실린더 축에 부착한다.

유압장치는 낙추를 들어올리는 주 실린더 1개, 낙추그림 작동용 실린더 2개, 2개의 이차충돌 방지용 실린더, 유압메니폴드와 3개의 솔레노이드 밸브로 구성되어 있다.

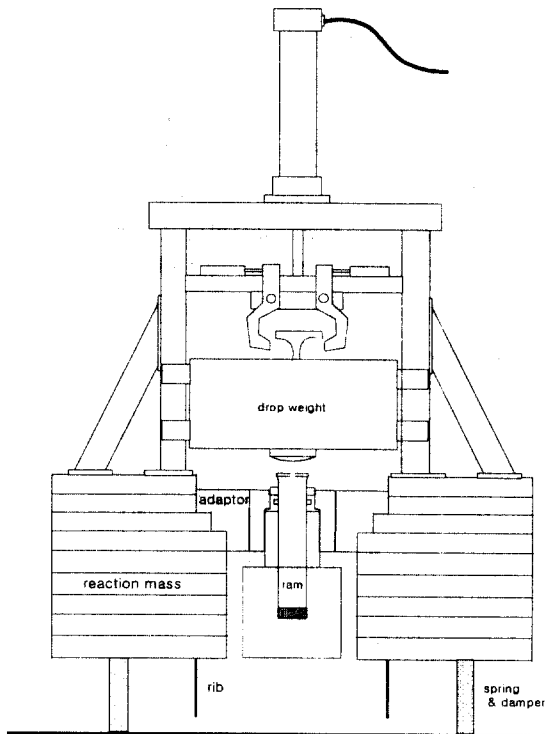


Fig.4.1 The sketch of test machine

#### 5. 시험기의 구조적 안전성 검토

시험기는 매우 큰 충격을 반복적으로 받기 때문에 구조적인 안전성 확보가 매우 중요하다. 이 장에서는 유한요소해석 프로그램 ANSYS를 사용하여

시험기 주요부의 강도를 평가하고, 시험기 성능을 최종적으로 확인한다. 또한 시편에 대한 피로시험을 수행하여 시험기의 피로강도를 평가한다.

### 5.1 어댑터 구조해석

어댑터는 시편을 체결하고 있는 중요 부품으로 반력질량과 접촉하고 있는 단차부의 구석에서 응력집중이 발생한다. 따라서 이 부분에서 파손이 일어날 수 있다.

축대칭으로 어댑터를 모델링한다. 경계조건으로는 반력질량과의 접촉면의 수직방향의 변위를 구속한다. 수평방향으로 접촉하고 있는 면은 하중을 받으면 접촉하는 면과 서로 떨어지는 면이 있다. 구조해석을 통하여 접촉이 일어나는 면을 찾아내어 그 면만 수평방향의 변위를 구속한다. 하중으로는 시편에 걸리는 최대 힘을 정적으로 가한다.

Fig.5.1에 해석결과와 일례를 나타냈다. 최대의 응력은 어댑터와 연결되는 시편 연결부에서 발생한다. 응력의 크기는 등가응력이  $30.4(kg/mm^2)$ 이고 인장응력은  $32.7(kg/mm^2)$ 이다. 어댑터에서의 최대 응력은 아래쪽 단차부의 구석에서 발생하는 데 등가응력과 인장응력이 각각  $12.15(kg/mm^2)$ ,  $13.5(kg/mm^2)$ 이다.

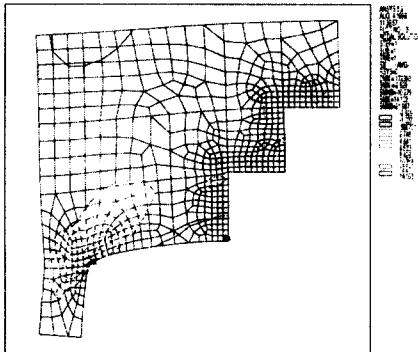


Fig.5.1 Analysis results of adapter

기에서는 반력질량의 구체적인 구조상태를 고려하여 설계한 시험기에서 원하는 압력파가 얻어지는가를 유한요소해석으로 확인한다.

대칭성을 고려하여 1/4만을 모델링한다. 반력질량 하부의 리브는 판요소로, 격출된 강판과 어댑터는 솔리드요소로 모델링한다. 격출된 강판이므로 강판사이의 연결이 접촉에 의존하고 있으며, 압력파가 발생하고 있는 순간에는 강판상부에 압축력이 걸리므로 수직방향의 자유도만을 서로 공유시켜 이러한 연결상태를 구현한다.

시험체, 시험체 연결 파이프, 유체, 지지스프링 및 램은 집중질량과 스프링으로 치환하고, 감쇠기는 지지스프링의 감쇠에 포함시킨다. 낙추는 질점요소를 사용한다. 관심있는 시간구간은 압력파를 발생하고 있는 구간이고, 이 동안 낙추는 램과 접촉하고 있기 때문에 낙추를 램과 구조적으로 붙여 있는 것으로 간주한다. 이러한 기법으로 접촉문제를 피할 수 있기 때문에 계산을 경제적이고 효율적으로 할 수 있다.

하중으로 낙추의 무게를 질점의 질점에 가하고, 낙추가 램에 충돌하는 순간의 속도를 초기속도로 가한다. 따라서 실질적인 계산은 접촉한 후부터 시작되므로 계산시간을 단축할 수 있다. Fig.5.2는 고유진동수 모드의 일례이다. Fig.5.3은 압력파로 당초 목표로 한 힘이 얻어지고 있음을 알 수 있다.

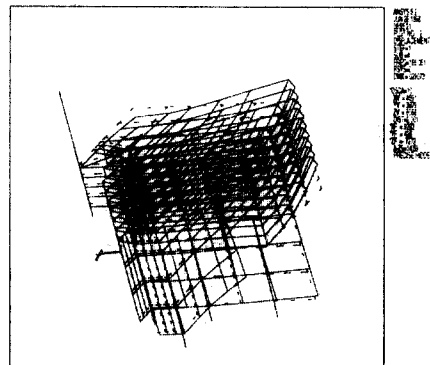


Fig.5.2 An eigen mode of test machine

### 5.2 시험기 성능 및 진동해석

시험기의 성능 추정에서 반력질량의 구체적인 특성들은 고려하지 않았다(질량만 고려되었음). 여

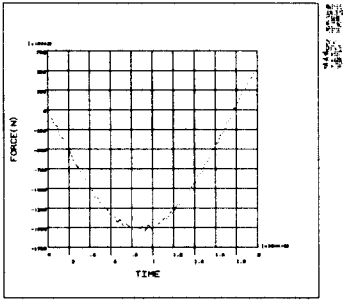


Fig.5.3 Force induced on ram

### 5.3 시험기 재질에 대한 시편 피로시험

시험기의 피로강도 평가를 위한 기초 자료를 얻기 위하여 시험기에 사용할 재료에 대한 피로시험을 수행하였다. 시편은 환봉시험편(ASTM E 466)이고 재질은 SNCM8(열처리 : H<sub>R</sub>C30-38), SCM440(H<sub>R</sub>C30-38) 두 종류로 각각 7개를 사용하였다.

피로선도를 얻기 위해서는 두 가지 방법이 있는데 여기서는 각 시편의 하중을 달리하는 방법을 택하였다. 일반적으로 낮은 응력에 대해서는 이들 재질에 대한 피로선도가 발표되어 있고, 또 필요한 선도가 높은 응력에 대한 것이며, 시편 개수가 제한되어 있기 때문에 높은 응력에 대해서 집중적으로 시험을 수행한다.

시험결과를 Fig.5.4에 나타냈다. 두 재질이 비슷한 결과를 보이고 있다. 시험결과는 SCM440 쪽이 약간 우수한 것으로 나타나지만 시편 개수가 적기 때문에 그 우열은 여기서 비교할 수 없다.

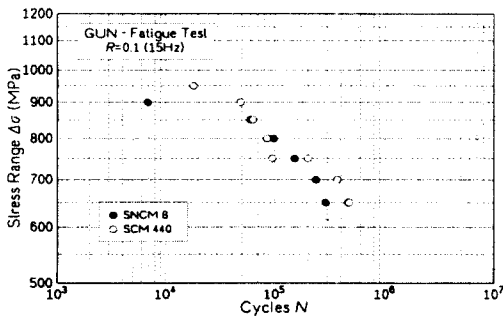


Fig. 5.4 Results of the fatigue test

## 6. 기타 장치

### 6.1 제어장치

Fig.6.1은 본 시험기의 제어장치 구성도이다. 제어장치에는 유압 실린더, 솔레노이드 밸브, 밸브 및 센서 구동기, 전산프로그램, 수동 제어기 등이 있는데, 여기서 밸브 제어기, 전산프로그램, 수동 제어기는 직접 제작한다.

여기서 주의할 점으로 실린더가 양 방향으로 구동되도록 하나의 실린더에 2개의 밸브가 배당되어 있다. 이 때 2개의 밸브는 동측으로 축의 양쪽에 각각 솔레노이드 코일이 부착되어 있다. 따라서 양쪽 솔레노이드 코일에 전압을 동시에 가하지 않도록 해야 한다.

낙추의 위치를 검출하기 위한 근접센서 3개와 시험기의 안전을 위하여 위험사태 발생시 유압밸브의 전원을 차단하는 비상 스위치, 주 실린더의 상방향의 운동을 제한하기 위한 리미트 스위치 그리고 수동-자동 모드 전환 배전판 등이 장착된다.

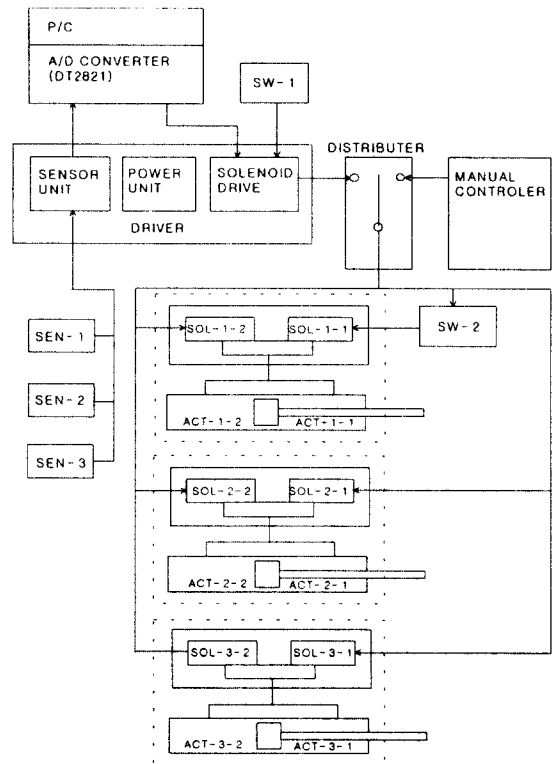


Fig.6.1 Diagram of control system

## 6.2 고압셀

본 시험기에는 두 가지의 유압누출방지 셀이 사용되는데 램 쪽에 설치되는 고압 셀은 국내 제작이 불가하여 국외에 주문 제작하였다.

셀은 3부분으로 나누어져 있다. 셀이 유체와 접촉하는 부품은 유체의 누출을 막는 부분으로 셀의 안쪽에 판스프링이 끼워져 있다. 그 다음 두 개의 링은 앞쪽 셀의 파괴를 방지하기 위하여 보다 강화된 재료로 만들어진 백업링이다.

셀의 재료는 기본적으로 PEEK인데 앞쪽의 링이 PROPRIETARY UHMW-PE로 순수한 PEEK보다 인성과 내마모성이 강화된 재료이다. 백업링은 ARLON 1260으로 탄소강화 PEEK 이다.

## 6.3 이차충격방지 장치

앞에서 언급된 문제를 근원적으로 해소하기 위하여 긴 실린더와 축압기를 사용하여 낙추가 되튀길 때 낙추를 쫓아 دم퍼가 올라가도록 하였다. 이 장치는 짧은 시간에 많은 유량이 필요하므로 축압기와 대용량의 밸브가 필요하다. 축압기의 용량은 가압축이 20L, retrun 쪽이 4L이다. 대용량 밸브로는 로직밸브를 사용한다. 낙추 쪽에는 시판되는 완충기를 부착하여 낙추와 피스톤이 접촉할 때 일어나는 충격을 완화시킨다.

로직밸브의 반응시간은 0.047초 이고 실린더 속도는 1.5(m/sec)이다.

## 7. 결론

본 연구를 통하여 충격식 피로시험기를 개발하였고 시운전을 거쳐 피로실험을 하고 있다.

이 시험기의 개발에서 가장 어려웠던 압력밀폐 문제가 시행착오를 거쳐 해결되었다. 아직 일부 부품 특히 유압 부품의 내구성에 문제가 있지만 시험기의 기본적인 성능은 양호하다고 사료된다. 앞으로 문제가 일어날 수 있는 낙추 그림과 이송장치를 새로운 형태의 장치로 교체하면 유압부품의 내구성 부족으로 인한 큰 파손은 방지할 수 있다.

현재까지의 수정/보완으로 시험기는 실제 본 실험에 적용되고 있기 때문에 일단 시험기 개발은

성공적이라고 평가할 수 있다.

시험기의 시험속도는 분당 8회이고 이 시험기에서 발생한 압력과의 예를 Fig.7.1에 나타냈다. 그리고 Fig.7.2 싸이클 6,330부터 압력이 약간 높아진 이유는 압력센서를 교체했기 때문이다(센서의 감도가 약간 높은 것을 사용(센서마다 감도가 틀림).

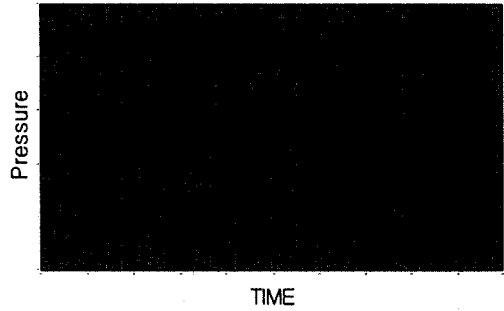


Fig.7.1 A pressure pulse obtained from the test machine

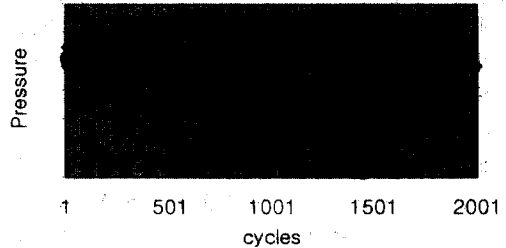


Fig.7.2 The pressure pulse history