

2MN 유압식 힘 표준기의 설계 및 제작

강대임*, 송후근*, 이정태*, 안병덕*
 김창열**, 이재율**, 안병출**, 정광국**, 전영홍**

Design and Fabrication of 2MN Hydraulic Force Standard Machine

D. I. Kang*, H. K. Song*, J. T. Lee* and B. D. Ahn*
 C. Y. Kim**, J. Y. Lee**, B. C. Ahn**, K. K. Cheong** and Y. H. Jeon**

Abstract

For the establishment of large force standard and the accurate measurement of large force, 2MN hydraulic force standard machine which consists of loading frame, deadweight machine, two ram/cylinder systems and hydraulic control system was designed and fabricated. Measurement results of shapes for two ram/cylinders reveal that the ratio of effective area is 200.094. The relative deviation of force stability for the machine is about $\pm 0.01\%$ at 2MN and is less than $\pm 0.005\%$ below 2MN. This machine may be widely used to calibrate the force measuring devices in industry and to test the force sensors.

Key Words : Hydraulic force standard machine(유압식 힘 표준기), Deadweight machine(실하중 표준기), Lam/Cylinder(램/실린더), Mean diameter(평균 직경), Ratio of effective area(유효단면적 비), Stability(안정도)

1. 서 론

힘 표준을 위한 정확한 힘의 발생은 질량값이 m인 분동과 그것에 작용하는 중력에 의해 실현될 수 있다.

이와같이 질량값을 정확히 알고 있는 분동의 무게를 힘 측정기에 직접 가할 수 있도록 제작된 장치를 실하중 힘 표준기(deadweight force standard machine)라고 부르며, 실하중 힘 표준기가 이상적으로 제작되었을

* 한국표준과학연구원 역학연구부

** 동명중공업(주)

때 그것들의 상대 불확도는 2×10^{-5} 이내인 것으로 알려져 있다.^{1),2)} 실하중 힘 표준기는 실제의 분동의 무게로 힘을 발생시키므로 용량에 제한이 있을 수밖에 없다. 따라서 1MN을 초과하는 힘의 표준은 주로 유압이나 지렛대를 이용하여 실하중을 증폭시킨 2차 힘 표준기에 의해 유지된다. 레버식 힘 표준기는 지렛대의 원리를 이용하여 일정한 길이의 비를 갖는 레버와 추에 의해 큰 힘을 발생시킬 수 있는 장치로서 제작 가능한 최대 용량은 5MN이고 상대 불확도는 1×10^{-4} 인 것으로 알려져 있다.^{3),4)} 유압식 힘 표준기는 파스칼의 원리를 이용한 것으로서 단면적이 서로 다른 유압램과 실린더를 유압 배관으로 연결하여 두 조가 균형을 이룬 상태에서 단면적이 작은 실린더에 질량값을 알고 있는 분동의 무게를 가하면 단면적이 큰 실린더에 단면적의 비만큼 증폭된 힘이 발생하게 된다. 이와 같은 방식으로 독일연방물리청(Physikalisch-Technische Bundesanstalt)이 16.5MN 용량의 힘 표준기를 개발한 이래 일본, 영국 그리고 중국의 표준기관에서도 유압식 힘 표준기를 제작하여 대용량 힘 표준으로 사용하고 있다.⁵⁾⁻¹¹⁾

한국표준과학연구원에서는 상대 불확도가 2×10^{-5} 인 5kN, 20kN 그리고 500kN 용량의 실하중 힘 표준기로 힘의 국가표준을 유지하고 있으며 이것을 이용하여 산업체의 힘 측정기기의 교정점사 및 시험검사를 실시하고 있다. 500kN 이상의 경우는 일본 계량연구소(National Research Laboratory of Metrology)의 힘 표준기로 교정점사를 받은 교정용 표준기(secondary force standard machine)를 사용하여 산업체의 힘 측정기기의 교정 또는 시험검사를 하고 있다. 교정용 표준기의 상대 불확도는 5×10^{-5} 정도이며 교정용 표준기의 크리프 특성 및 하중이력 특성때문에 정밀 힘 측정기기의 시험에 사용하기가 적합하지 않다.

국내 산업이 대형화, 정밀화됨에 따라 500kN 이상의 힘을 정밀하게 측정해야 할 필요성이 날로 증가하고 있으므로 대용량 힘 표준을 확립하는 것이 시급하다. 또한 정밀 힘 측정기기의 특성을 평가하기 위해서는 대용량 힘 표준기의 확보가 시급하다. 본 연구원에서는 대용량 국가 힘 표준을 확립하기 위하여 2MN 용량의 유압식 힘 표준기를 개발하고 있으며,¹²⁾ 본 논문에서는 지금까지의 결과를 요약하여 보고하고자 한다.

2. 유압식 힘 표준기의 원리

유압식 힘 표준기는 Fig. 1과 같이 분동에 의해 발생된 힘을 유압 배율시켜 대용량 힘을 발생시키는 장치이다. 측정 시스템(measuring system)에서 분동에 의해 발생된 힘은 유압 램 실린더 계에서 유압에 의해 발생되는 힘과 평행상태에 있고, 램의 가속도가 0이면 분동에 의해 발생된 힘과 유압에 의해 발생된 힘은 같아진다. 측정 시스템의 램 실린더 계의 유효단면적과 분동에 의해 정해지는 유압이 교정 시스템(working system)이라고 불리는 제2의 램 실린더 계에도 동시에 작용한다. 따라서 교정 시스템에 의해 발생되는 힘 F_w 는 식 (1)과 같이 두개의 램 실린더 시스템들의 유효 단면적 배율비 $Q(=A_2/A_1)$ 및 분동에 의해 발생되는 힘의 곱으로 표현할 수 있다.

$$F_w = m g_{loc} \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_m}\right) Q \quad (1)$$

여기에서 m 은 분동의 질량값이고 g_{loc} 는 분동이 설치된 장소의 지역 중력가속도이며 ρ_m 은 분동의 밀도값이고 ρ_l 은 공기의 밀도값이다. 이때 실린더와 램간의 마찰 효과를 줄이기 위하여 램 실린더 시스템은 밀폐되어 있지 않으며 실린더가 램 주위를 회전하고 있다. 실린더와 램 사이의 간격(clearance)으로 인한 오일의 누유량은 고속 유압 서보 밸브 시스템이나 유압 서보 모터 등을 이용한 제어 장치를 사용하여 보상되어진다.

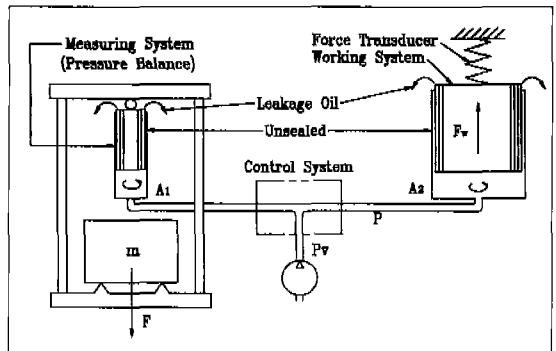


Fig.1 Principle of hydraulic force standard machine.

3. 유압식 힘 표준기의 설계 및 제작

유압식 힘 표준기는 교정대상기기가 장착되는 본체부(loading frame), 압력을 발생시키는 실하중표준기

(deadweight standard machine) 그리고 두개의 실린더에 유압을 공급하고 오일의 누유량을 보상하는 유압 제어부(hydraulic control system)로 구성되어 있다.

3.1 본체부

본체부의 구조는 Fig.2와 같다. 하부베드(lower bed) 위에 원형으로 된 4개의 기둥이 있고 그 위에 상부베드(upper bed)가 놓여 있다. 상부베드 위에는 주램/실린더(main ram/cylinder)가 설치되어 있으며 램의 상부에 피봇이 장착된 헤드(upper head)가 놓여 있다. 헤드에는 양쪽에 각각 하중요오크(loading yoke)가 장착되어 있으며 요오크에는 시험대상 힘 측정기기를 얹힐 수 있는 테이블이 장착되어 있다. 테이블의 상하운동은 테이블에 부착된 모터와 워엄기어에 의해서 이루어진다. 압축시험을 하기 위해서는 힘측정기기를 테이블 위에 설치하여야 하며 인장시험을 하기 위해서는 테이블 중앙에 있는 구멍과 하부베드의 중앙에 있는 구멍에 힘측정기기를 설치한다. 힘측정기기가 설치된 후 유압펌프를 작동하여 주실린더에 유압을 가하면 램이 위로 부상하면서 헤드를 위로 밀어올린다. 이때 헤드에 장착된 2개의 요오크와 그에 연결된 테이블도 위로 움직이면서 힘측정기기는 상부베드에 접촉된다. 계속해서 유압을 실린더에 가하면 힘측정기기는 압축하중을 받게 된다.

테이블의 최대 이송거리는 1.2m로서 압축시험이 가능한 힘측정기기의 최대 크기는 1.2m이고 인장시험이 가능한 힘측정기기의 최대 크기는 1.6m이다.

3.2 실험중 표준기

실험중 표준기는 하부베드 위에 4개의 원형기둥이 연결되어 있고 그 위에 상부베드가 놓여 있다. 상부베드 위에 계측 램/실린더(measuring ram/cylinder)가 놓여 있으며 크기는 작으나 형태는 본체부의 램/실린더 구조와 같다. 램 위에는 피봇이 있고 분동을 거는 하중요오크(loading yoke)가 연결되어 있다. 분동은 모터에 의해 구동되는 테이블 위에 적층되어 있다가 모터로 테이블을 아래로 내리면 맨 위의 분동부터 분동을 거는 봉에 걸리게 된다. 원하는 분동이 전부 봉에 걸리고 난 후 램/실린더에 유압을 가하면 램이 부상하게 되고 이때 분동에 의해 발생하는 힘과 유압에 의해 발생하는 힘은 평형상태를 유지하게 된다.

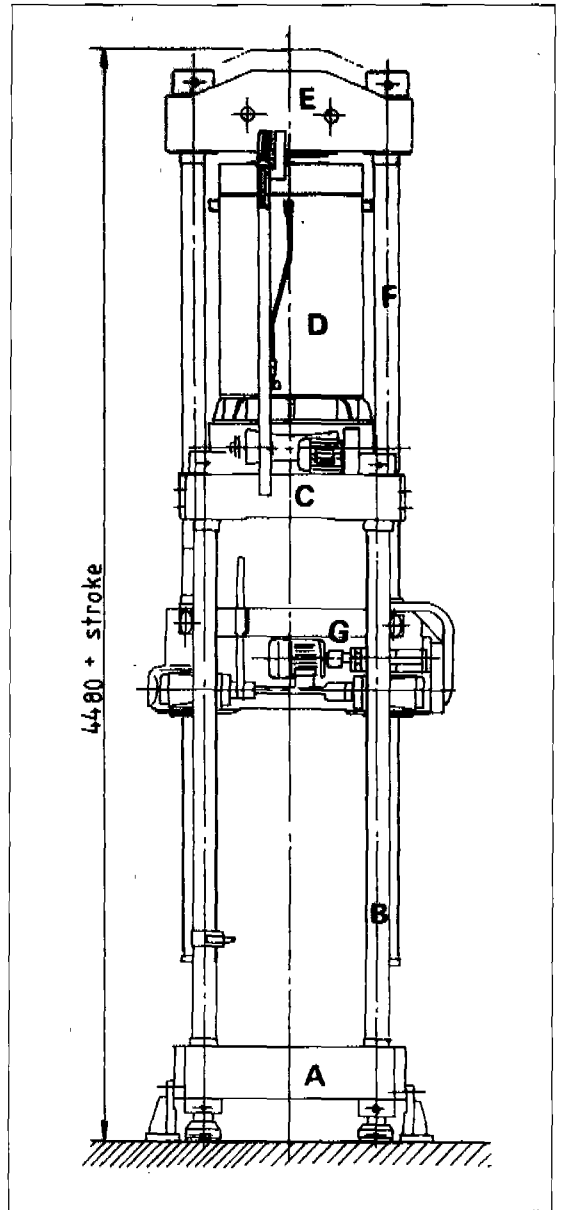


Fig.2 Schematic diagram of loading frame

- A : Lower bed
- B : Column
- C : Upper bed
- D : Main ram/cylinder
- E : Upper head
- F : Loading yoke
- G : Table

분동은 원반형으로 설계하였고 1kN 실하중 분동 6개와 500N 실하중 분동 10개 그리고 250N 실하중 분동 3개로 구성되어 있다. 1kN 분동과 500N 분동들은 테이블 위에 쌓여 있으며 250N 분동들은 원형기둥에 연결된 지지대에 놓여진다. 250N 분동들은 지지대에 연결된 공압 실린더의 작동에 의해 하중요오크에 걸 수 있도록 하였다.

유압식 힘 표준기는 실하중 표준기의 하중요오크 및 체측 램의 자체 무게 (tare weight)에 의한 힘과 본체부의 하중장치 및 주램의 자체 무게 그리고 시험대상 힘 측정기기의 무게에 의한 힘이 평형상태를 유지하여야만 한다. 이와같은 조건이 만족되지 않을 때에는 유압식 힘 표준기의 불확도가 커지게 된다. 따라서 본 논문에서는 실하중 표준기와 본체부의 초기 힘의 평형을 조절할 수 있도록 특수하게 설계된 정밀저울을 하중요오크에 설치하였다.

3.3 램/실린더

유압식 힘 표준기로 고정도의 힘을 발생시키기 위해서는 우선 가압하에서의 램/실린더의 유효단면적비가 항상 일정하게 유지되어야 한다. 이와같은 조건을 만족시키기 위해서는 2개의 램/실린더를 유사하게 설계하는 것이 바람직하나 이 경우 대용량 힘을 얻을 수 없다. 따라서 램/실린더의 크기는 가공 정밀도 및 힘의 증폭비를 고려하여 정하되 가압하에서의 램/실린더의 유효직경의 변화율을 가능한한 작도록 설계하여야 한다. 그 외에도 기계가공에 의한 유효단면적의 불안정을 줄일 수 있도록 램/실린더의 가공정도가 좋아야 하며 램/실린더간의 마찰 효과를 줄일 수 있도록 램/실린더를 설계하여야 한다.

3.3.1 작동 압력의 결정

작동 압력을 작게 할수록 시스템 제작이 쉽지만 기계 중량의 관점에서 볼 때 고압을 사용하는 것이 바람직하다. 그러나 유압식 힘 표준기의 경우 가압하에서 유효단면적의 변화가 중요한 오차요인이 되므로 이 값이 허용한도 이내가 되는 작동 압력의 한계를 구하였다. 가압하에서 유효직경의 변화율 ϵ 은 식 (2)와 같이 쓸 수 있다.⁵⁾

$$\epsilon = \frac{1}{2} \frac{p}{E} \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + 3\nu - 1 \right) \quad (2)$$

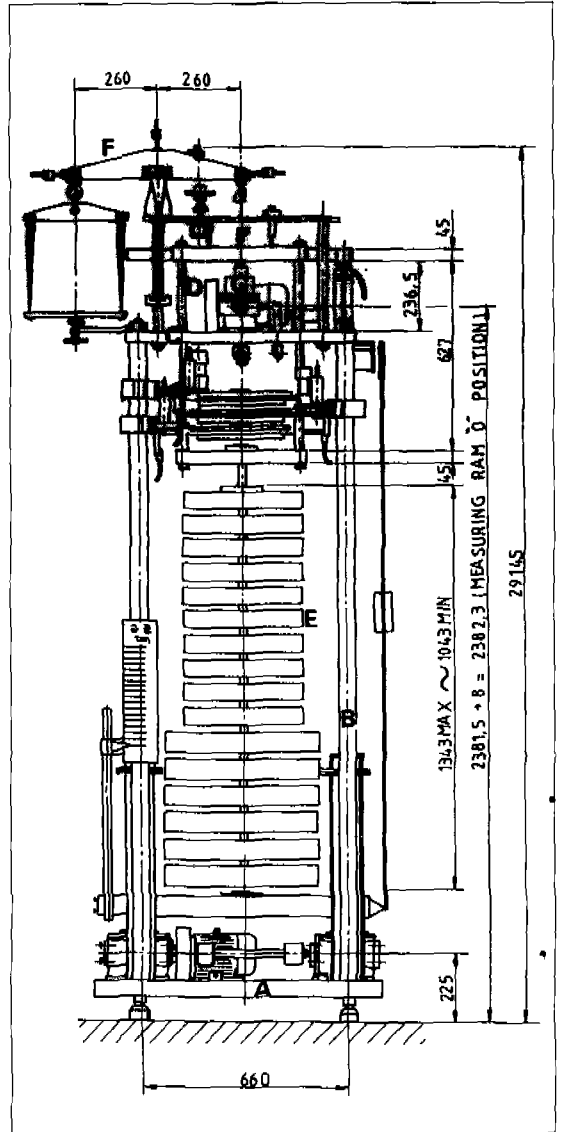


Fig. 3 Schematic diagram of deadweight machine

- A : Lower bed
- B : Column
- C : Upper bed
- D : Loading yoke
- E : Weight
- F : Balance
- G : Measuring ram/cylinder

여기에서 p : 작동 최고압력

E : 재료의 탄성계수(강의 경우 207 GPa)

ν : 프와송의 비(강의 경우 0.3)

r_1 : 램의 외반경 또는 실린더의 내반경

r_2 : 실린더의 외반경

k : r_2/r_1

식(2)를 k 에 대해서 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$k^2 = (2\epsilon E + 1.1 p) / (2\epsilon E + 0.9 p) \quad (3)$$

일반적으로 램/실린더의 경우 $\epsilon > 0$ 이므로 $2\epsilon E - 0.9p > 0$ 이 된다. 따라서 직경의 변화율이 $1/20000$ 이하가 되기 위해서는 허용 최고압력은 23MPa이 된다. 본 연구에서는 식(3)에 의해서 얻어진 허용 최고압력과 유압제어 시스템 구성에 사용되는 각종 부품들의 특성을 고려하여 사용압력을 16.7MPa로 하였다.

3.3.2 램/실린더의 치수 결정

실린더의 외경은 가압하에서 램과 실린더의 변형에 의한 직경의 변화율이 최소가 되도록 선정하였다. 압력 p 와 실린더의 출력 힘 F 와의 관계로부터 식(2)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\epsilon = \frac{1}{2} \frac{F}{E\pi r_2^2} k^2 \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + 3\nu - 1 \right) \quad (4)$$

식(4)에서 ϵ 이 최소가 되기 위해서는 $d\epsilon/dk = 0$ 이 되어야 한다. 이를 만족시키는 k 값은 1.578이 된다. 이 결과를 토대로 유압식 힘 표준기의 단면적배율비 Q 가 200이 되도록 램/실린더의 치수를 아래와 같이 결정하였다.

- 주 실린더의 내경 : 400.05mm
- 주 실린더의 외경 : 630mm
- 주 실린더의 높이 : 1131mm
- 주 램의 직경 : 400mm
- 계측 실린더의 내경 : 28.292mm
- 계측 실린더의 외경 : 44.64mm
- 계측 실린더의 높이 : 139mm
- 계측 램의 직경 : 28.284mm

주램의 재질은 칠드강이며 주실린더의 재질은 탄소단조강인 SF45A이고 계측 실린더 및 계측 램의 재질은 각각 S45C 및 SCM415이다.

3.3.3 램/실린더의 구조

본체부의 램/실린더의 구조는 Fig.4와 같다. 램은

가이드램과 주램으로 구성되어 있다. 가이드램은 가이드램을 받치고 있는 지지대와 볼트로 체결되어 있으며 실린더가 회전할 때 가이드 축의 역할을 한다. 주램은 가이드램 위에 얹혀지며 가이드램 중앙의 오일 구멍을 통해서 전달되는 유압에 의해서 부상되어 하중 요오크와 테이블을 들어올리고 테이블에 설치된 힘 측정기기에 힘을 가하는 역할을 한다. 실린더는 양단 개방형으로 설계하였으며 주램의 스트로크는 80mm이다.

계측 램/실린더는 본체부의 주램/실린더와 유사하게 설계하였다. 실린더가 회전할 때 실린더와 램 사이의

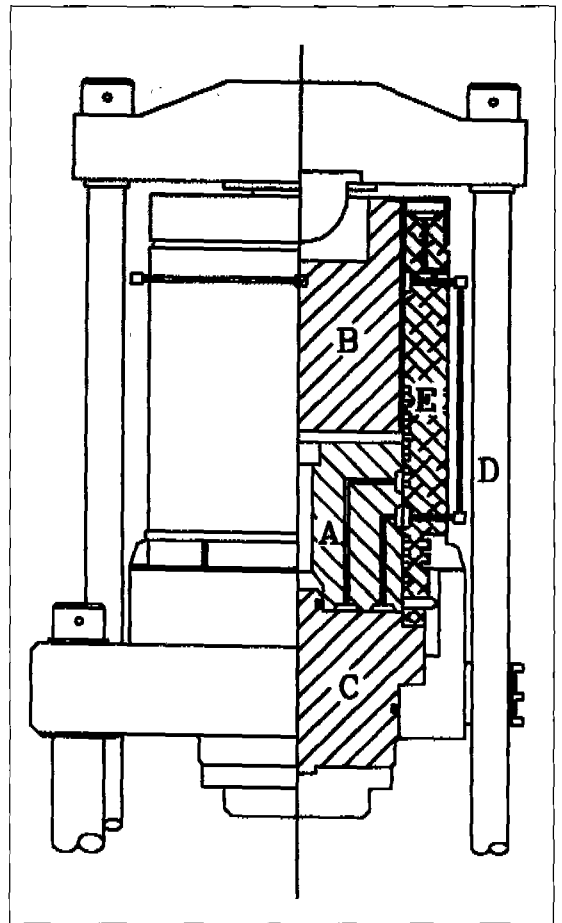


Fig.4 Structure of ram and cylinder

- A : Guide ram
- B : Main ram
- C : Supporter
- D : Loading yoke
- E : Cylinder

마찰력이 계측램을 회전시키려는 힘으로 작용하고 이 힘은 램을 누르고 있는 하중요오크에 전달된다. 하중요오크가 회전하게 되면 실하중 표준기에 의해 발생하는 힘의 정확도가 떨어지게 된다. 본 연구에서는 하중요오크의 회전을 방지하기 위하여 공기압을 이용한 평형조장정치를 설계하여 장착하였다.

3.4 유압 제어회로

유압 회로도의 개략도는 Fig. 5와 같다. 유압 회로는 저압회로, 윤활회로, 고압회로 및 누유보상회로로 구성 되어 있다. 저압회로는 무하중하에서 주램의 상승을 빨리 하는 역할을 하고 윤활회로는 실린더와 가이드램, 실린더와 주램의 윤활을 행하며 고압회로는 작동압을 발생 공급한다. 누유보상회로는 실린더와 램 사이의 누유량을 보상하는 역할을 한다. 고압회로에 의해 발생된 유압은 서보 밸브 36에 의해 실하중에 대응하는 설정압력보다 약 3 MPa만큼 높게 1차 제어되고 서보 밸브 34에 의해 설정압력과 같아지도록 미세 제어된다. 이때 공급되는 압력이 설정압력에 가까와지면 계측램은 부상하게 된다. 계측램이 설정된 기준위치의 $\pm 1\text{mm}$ 이내로 부상되면 PLC를 작동시켜 서보 밸브 34를 제어하여 실린더와 램 사이의 누유량을 보상하도록 하고 계측램의 위치를 일정하게 유지하도록 하였다.

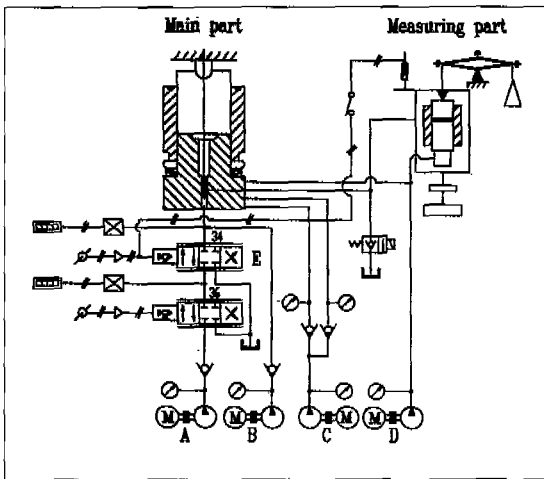


Fig.5 Schematic diagram of hydraulic control circuit.

4. 성능평가

4.1 램/실린더의 가공정도

램/실린더의 형상정도는 단면적배율비의 계산에 필요할 뿐만 아니라 유압식 힘 표준기의 성능에 큰 영향을 미치므로 조립하기 전에 치수를 측정하였다. 주실린더 및 주램의 측정위치는 Fig.6과 같으며 측정결과를 Table 1과 Table 2와 같다. 실린더의 내경은 분해능

Table 1 Measurement results for the inner diameter of main cylinder
(Unit : μm , Reference diameter : 400mm)

Cylindrical direction Longitudinal direction	A-A'	B-B'	C-C'	D-D'	Average
1	-5	-10	-10	-9	-9
2	-5	-15	-16	-12	-12
3	-11	-15	-16	-14	-14
4	-13	-16	-17	-16	-16
5	-12	-15	-15	-15	-14
6	-6	-10	-10	-11	-9
7	-9	-11	-10	-10	-10
8	-8	-9	-9	-12	-10
9	-3	-5	-5	-7	-5
10	4	6	1	2	3

Table 2 Measurement results for the diameter of main ram
(Unit : μm , Reference diameter : 399.940mm)

Cylindrical direction Longitudinal direction	A-A'	B-B'	C-C'	D-D'	Average
1	-3	-5	-4	-2	-1
2	-1	-3	-3	0	-2
3	0	-5	-5	5	-1
4	0	-2	0	5	1
5	0	-2	-2	5	0
6	-2	0	-5	4	1

이 $1\mu\text{m}$ 인 실린더 게이지를 사용하여 측정하였으며 램은 분해능이 $1\mu\text{m}$ 인 마이크로미터를 사용하여 측정하였다. 2회 반복 측정하였으며 반복 측정의 최대차는 $3\mu\text{m}$ 였다. 램의 길이가 690mm이므로 실린더의 8, 9, 10 위치에서의 직경은 단면적배율비 결정에 사용되지 않으나 가이드램과의 공차를 확인하기 위해서 측정하였다. 설계치와 측정치를 비교해 보면 주램 및 주실린더의 직경이 각각 $61\mu\text{m}$, $60\mu\text{m}$ 만큼 작게 제작되었으며 계측램 및 계측실린더의 경우 각각 $12\mu\text{m}$, $11\mu\text{m}$ 만큼 작게 제작되었다. 그 이유는 가공이 제일 어려운 주실린더를 가공한 후 주실린더의 측정결과를 기준으로 하여 설정된 유효

단면적배율비에 맞도록 주램, 계측램과 계측실린더를 가공하였기 때문이다. 주실린더 A-A' 원주방향에서 길이방향으로의 진직도를 측정된 결과는 Fig. 7과 같으며 B-B', C-C', D-D' 방향에서도 비슷한 경향을 보였다. 여기에서 B'의 형상은 실린더를 180° 회전한 후에 측정된 결과이므로 실제 형상은 기준축에 대해서 그래프를 180° 회전해야 한다. 이들 결과들로부터 실린더의 진직도는 최대 10μm로 나타났다. 원통도는 계측장비의 문제로 측정하지 못하였다. 계측램 및 계측실린더는 3차원 측정기를 이용하여 측정하였으며 그것들의 측정결과와 주램 및 주실린더의 측정결과를 종합하면 Table 3과 같다. 본체부의 주램과 실린더의 진원도는 직경법으로 구하였다. 이들 결과들을 일본 계량연구소의 유압

	Main part		Measuring part	
	ram	cylinder	ram	cylinder
Length	690 mm	1131 mm	80 mm	139 mm
Mean diameter	399.939 mm	399.988 mm	28.272 mm	28.281 mm
Roundness	10 μm	11 μm	1 μm	1 μm
Cylindricity	-	-	1.8 μm	3.6 μm
Clearance	24.5 μm		4.5 μm	

Table 3 Dimension and machining accuracy of the ram and the cylinder.

식 힘 표준기의 측정결과와 비교해 보면 진원도는 비슷한 결과를 얻었으나 원통도는 2~3배 크게 나타났으며 진직도도 2배 정도 크게 나타났다.^{7),8)} 이와같은 결과는 제작된 유압식 힘 표준기의 정확도에 영향을 미칠 것으로 생각되며 앞으로 이에 대한 분석이 필요하다.

4.2 유효단면적비의 결정 및 분동의 질량값 보정

유효단면적비를 결정하기 위해서는 각각의 램/실린더의 유효단면적을 구해야 하며 유효단면적 S는 다음 식으로 쓸 수 있다.

$$S = \pi ab \tag{5}$$

여기에서 a: 실린더의 내반경

b: 램의 반경

S를 구하는 방법에는 2가지 있으며 첫번째 방법은 Table 3의 평균직경을 사용하는 것이고 두번째 방법은 여러 측정위치에서 가중치를 포함시켜 각각의 단면적을 구한 후 평균단면적을 구하는 방법이다.⁹⁻¹³⁾ 두가지 방

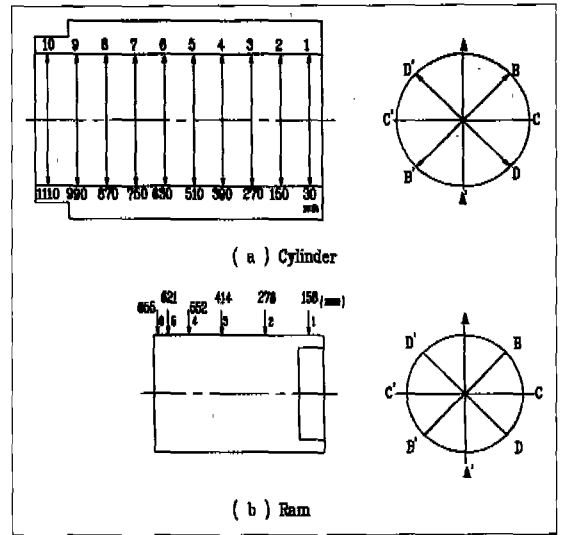


Fig. 6 Measurement positions of main ram and cylinder.

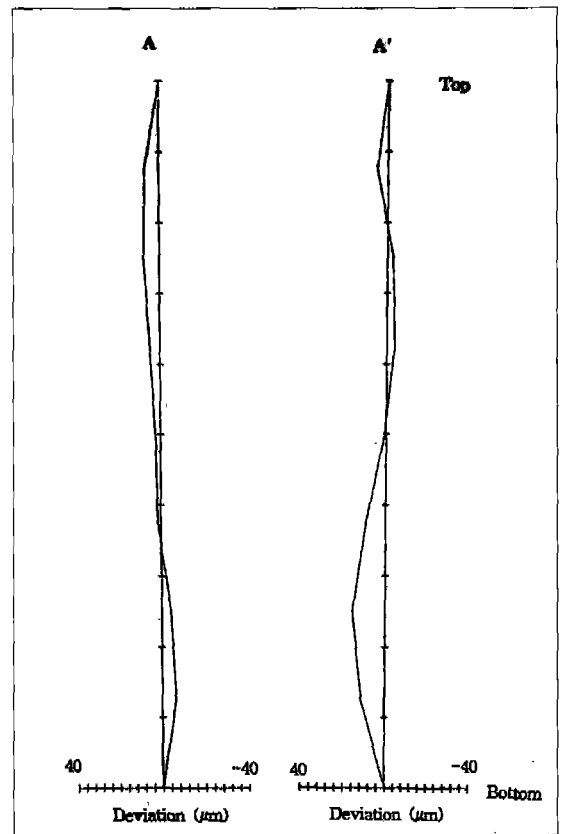


Fig. 7 Straightness of main cylinder.

법으로 본체부 및 계측부에 대한 S를 구한 후 각각의 유효단면적비 Q를 계산한 결과 200.092, 200.095로 나타나 그것들의 상대편차가 0.0015% 이내로 거의 차이가 없었다.

식(1)로부터 분동의 질량값 m은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m = \frac{F_w'}{g_{loc}(1 - \frac{\rho_l}{\rho_m})Q} \quad (6)$$

유압식 힘 표준기가 설치된 장소의 지역중력가속도값이 9.798299%이고 공기의 밀도 및 분동의 밀도가 각각 0.0012g/cm³, 7.715g/cm³이므로 식(6)으로부터 원하는 힘 F_w가 공칭값(nominal value)이 되도록 분동의 질량값을 보정하였다.

4.3 하중제어의 안정도

2MN 고정밀 로드셀을 사용하여 유압식 힘 표준기의 하중제어의 안정도를 측정하였다. 하중이 가해진 후 2분 동안 2초마다 로드셀의 출력을 측정하였으며 초기값을 기준으로 그것들의 상대편차를 구하였으며 그 결과는 Fig. 8과 같다. 시간에 따라 상대편차의 거동이 주기성을 보이고 있으며 그 주기가 실린더의 회전주기와 거의 일치하였다. 또한 하중이 증가함에 따라 상대편차가 점점 커지는 경향을 볼 수 있다. 이와같은 거동은 실린더와 램의 가공정도 때문에 실린더와 램 사이의 마찰효과가 회전 상태에 따라 달라지고 램의 방향성으로 인하여 로드셀에 가해지는 힘의 방향이 일정치 않기 때문인 것으로 생각된다. 2MN의 경우는 실린더의 회전주기 외에도 주기가 짧은 운동이 존재하고 있음을 볼 수 있으며 앞으로 이에 대한 정량적인 분석이 요구된다. 하중제어의 안정도는 2MN에서 최대 ±0.01%로 나타났으나 나머지 하중에서는 ±0.005% 이내로 매우 안정된 결과를 얻었다. 이 결과는 2MN을 제외하면 일본 계량연구소의 유압식 힘 표준기와 비슷한 수준이다.¹⁰⁾

5. 결 론

대용량 힘의 국가표준을 확립하기 위하여 2MN 용량의 유압식 힘 표준기를 설계, 제작하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 제작된 본체부의 주램 및 주실린더의 평균직경은

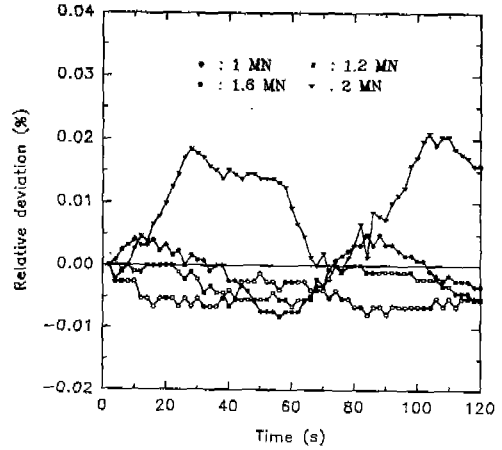


Fig. 8 Stability of force control for 2MN hydraulic force standard machine.

각각 399.939mm, 399.988mm이고 계측부의 램 및 실린더의 평균직경은 28.272mm, 28.281mm이었다. 램/실린더의 가공정도는 일본 계량연구소의 유압식 힘 표준기와 비교하였을 때 진원도는 비슷한 수준이나 원통도 및 진직도는 2~3배 크게 나타났다.

2. 제작된 유압식 힘 표준기의 유효단면적비를 계산한 결과 평균직경을 사용할 경우는 200.092로 나타났고 가공치를 고려할 경우는 200.095로 나타나 그것들의 상대편차가 0.0015% 이내였다.

3. 고정밀 로드셀을 이용하여 하중제어의 안정도를 시험한 결과 2분동안 2MN 용량에서는 ±0.01%의 상대편차를 보였으며 그 이외의 하중에서는 ±0.005% 이하의 상대편차를 보였다.

제작된 유압식 힘 표준기의 불확도 분석이 완료되는 대로 그 결과를 발표할 예정이다. 본 힘 표준기의 개발로 500kN~2MN 범위의 국가 표준을 확립할 수 있고 산업체에서 사용하고 있는 힘 측정기기의 교정검사 및 힘 센서들의 특성검사에 유용하게 사용될 것으로 기대된다.

참고문헌

1. M. Peters, "The Realization of Forces up to 1MN on an International Level", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass,

- Kobe, 1984, pp.71~76.
2. M. Peters, "Experiences and Results of International Comparison Measurements of Forces up to 1MN", PTB-Mitteilungen 99, 1989, pp.343~350.
 3. A. Sawla and W. Ackerschott, "A New Concept of Force Standard Machines with Compound Lever System and Large Transmission Ratio", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, Kobe, 1984, pp.175~180.
 4. T.Tojo, H.Maejima, N.Hida and M. Murata, "Structure and Performance of Newly Developed Compound Lever Type 360kN Force Standard Machine", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, Kobe, 1984, pp.181~185.
 5. M. Murata and J.Matsuda, "A 500tf Force Calibration Machine of Oil Pressure Type(I)", Report of the NRLM, Vol.16, No.4, 1967, pp.173~185.
 6. W. Weiler, A.Sawla and M.Peters, "Design and Calibration Problems of the 15-MN Hydraulic Force Standard Machine", VDI-Berichte Nr.212, 1974, pp.27~32.
 7. M.Murata, T.Tojo, T.Takakura and S. Kaneko, "5MN Force Calibration Machine of Hydraulic Type(II)", Report of the NRLM, Vol.28, No.1, 1979, pp.9~17.
 8. N.Hida, T.Tojo, H.Maejima and M. Murata, "Performance of Newly Developed 20MN Hydraulic Force Standard Machine", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, Kobe, 1984, pp.193~198.
 9. Cai Zheng-ping, Shi Chang-yan, Li Zhen-min, Zhou Hong and Yi Pen-zhong, "Development of the 5MN(500tf) Hydraulic Force Standard Machine", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, Kobe, 1984, pp.187~192.
 10. N. Hida and Shi Changyan, "Joint Research on Evaluation for Standard of Large Force", ITIT Projects NO.87-2-1, 1991.
 11. M. Peters, "Development and Realization of a New Control Principle for the 16.5MN Force Standard Machine at PTB", Proceedings of the 12th Triennial World Congress of the International Measurement Confederation, Beijing, 1991, pp.279~285.
 12. 안병덕 등, "대용량 힘 측정 정확도 향상에 관한 연구", KRISS-92-045-IR, 과학기술처, 1992.
 13. M. Peters, "A New Procedure to Determine the Transmission Ratio of the Hydraulic Machine", Proceeding of the Conference of IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, Kobe, 1984, pp.55~58.