

마찰시험기의 시스템 동적변수 변화에 따른 미끄럼마찰 특성

공호성 · 윤의성 · 권오관 · 오재웅*

한국과학기술연구원 기전연구부

*한양대학교 자동차공학과

Sliding Frictional Characteristics with the Change of Dynamic Parameters in the Friction Measurement

Hosung Kong, Eui-Sung Yoon, Oh-Kwan Kwon and Jae-Eung Oh*

Division of Mechanical Control System, KIST

*Department of Automotive Engineering, Han-Yang University

Abstract—Frictional characteristics with the change of dynamic parameters, such as stiffness, inertia and damping, in the friction measurement at dry sliding surfaces were experimentally and theoretically investigated throughout the study. Dynamic frictional force and the variation in the normal load were mainly measured at the various conditions of system dynamic parameters with which stiffness in the normal direction, loading mechanisms and test materials were varied. For the normal load, mechanisms using both a dead weight and a pneumatic cylinder were applied, which resulted in change of the inertia and damping of the test rig. Test materials were steel, rosin and PTFE, which have different types of intrinsic frictional characteristics. Test results showed that frictional characteristics under different dynamic parameters could be different even though the operating variables were the same and also they could result in the variation in the normal load, which could consequently affect the wear mechanism.

1. 서 론

두 물체가 상호 접촉한 상태에서 이들 사이에 상대 운동이 발생하면 상기 운동에 저항하려는 힘, 즉 마찰력이 발생하며, 이와 같은 접촉운동의 결과로써 표면으로 부터의 재료손실, 즉 마모가 초래된다. 이들 마찰 및 마모의 발생 원인과 이를 이용하고 제어하기 위한 인류의 탐구노력은 기원전부터 현재에 이르기 까지 끊임없는 연구의 대상이 되어 왔다. 미끄럼운동을 하는 두물체 사이에서 발생하는 마찰력의 법칙과 발생 원인은 17~18세기의 Coulomb의 연구 이래로 많은 과학자들에 의하여 Roughness theory[1-3], Adhesion theory[4] 및 Ploughing theory[5] 등 대표적인 이론들이 정립되어 왔다. 마찰력에 관한 이론들이 점차 정립되는 반면에, 이들 마찰력 및 마모 발생율을 실제적으로 측정하고 또한 이 결과를 객관적인 자료로서 인식하는 측면에서는 아직도 많은 문제점들이 지적되고 있다. 최근들어 국제적 연합을

통하여 진행되고 있는 VAMAS(versailles project on advanced materials and standards) 연구[6] 및 영국내 연합에서의 연구[7] 등에서 추구하는 바와 같이 마찰력 측정의 표준화 및 자료의 객관화 등의 노력들이 상기의 대표적인 예들을 보이고 있다.

미끄럼운동에서 발생하는 마찰력은 접촉하는 두물체의 물리적 특성값 만으로 단순하게 표현할 수는 없으며, 표면조건, 운동조건(미끄럼속도, 하중, 온도, 미끄럼거리, 운동의 형태 등) 및 외부의 분위기(습도 [8], 진공도[9], 진동[10]) 조건 뿐만 아니라, 마찰력을 측정하는 시험기의 형태 및 동특성 조건변화[11-18] 등에 따라서도 다르게 측정될 수 있다고 알려져 있다. 마찰력 변화는 이와 같은 외적인 조건 외에도, 마찰현상이 지니고 있는 고유한 불규칙(random)하고 통계적인 특성 탓으로 설명되기도 한다. 마찰현상의 내적 요인들로는 실제 접촉면들의 수, 위치, 면적의 변화와 상호 입자들끼 접촉점들에서의 응착/전단에 따른 힘의 변화[17], stick-slip 발생과 같은 비정상

적인 운동의 발생에 의한 변화[19,20] 등을 들 수 있다. 이와 같은 내적인 요인들에 의해서 야기되는 접촉면에서의 마찰력의 변동은 마찰계를 구성하는 시스템의 동특성에 따라서 접촉면에 작용하는 수직하중의 변동을 유발하게 하며, 따라서 마찰계수의 변화 및 마모발생기구의 변화까지 초래할 수 있는 것으로 알려져 있다[13,21,22].

본 논문은 마찰력을 측정하는 시스템에 동특성을 변화시켜, 이에 의해 발생하는 마찰현상의 변화와 수직하중의 변동특성에 관하여 측정을 하였으며, 미끄럼속도 및 하중조건 변화와 미끄럼운동을 하는 두 물체 재료조합 변화에 따른 상기의 마찰특성 변화에 관하여 실험적 및 이론적 고찰을 행하였다. 시스템의 동특성 변화를 주기 위하여 시스템의 강성(stiffness)의 변화를 주었고, 또한 수직 하중부과 방법을 dead weight를 이용한 방법과 공압(pneumatic)에 의한 방법을 비교함으로써 관성력 및 감쇠(damping) 특성에 변화를 주었다. 시험 대상의 물체들은 강(steel) 및 폴리머류의 Rosin과 PTFE를 선정하여, 재료변화에

따른 마찰특성 변화를 유도하였다.

2. 마찰시험 장치 및 방법

본 연구에서는 마찰시험기 시스템의 동특성 변화에 따른 마찰특성을 시험하기 위하여, 시험기의 하중부과요소의 stiffness 변경과 dead weight 및 pneumatic 시스템의 교환 설치가 용이하게 설계 제작된 ball (pin)-on-disk형 마찰시험기를 사용하였다[9]. 시험기간동안 분위기를 일정하게 유지시키기 위하여 밀폐된 chamber내에 마찰시험부를 내장시켰으며, 그 모습은 Fig. 1과 같다. 디스크시편이 고정되는 회전축의 평면도는 약 $\tan\phi = 7.1 \times 10^{-5}$ 이었다. Chamber내의 시험 온도는 Al-Cr형 열전대로 온도를 측정하여 50W 복사식 할로겐램프의 on/off 제어에 의해 30°C로 일정하게 유지시켰다. 또한 pneumatic으로 하중을 부과할 때 하중의 조절은 수직력 측정용 load cell로부터 측정된 데이터를 PLC(programmable logic controller)에 입력하여 pneumatic 공급라인을 on/off 제

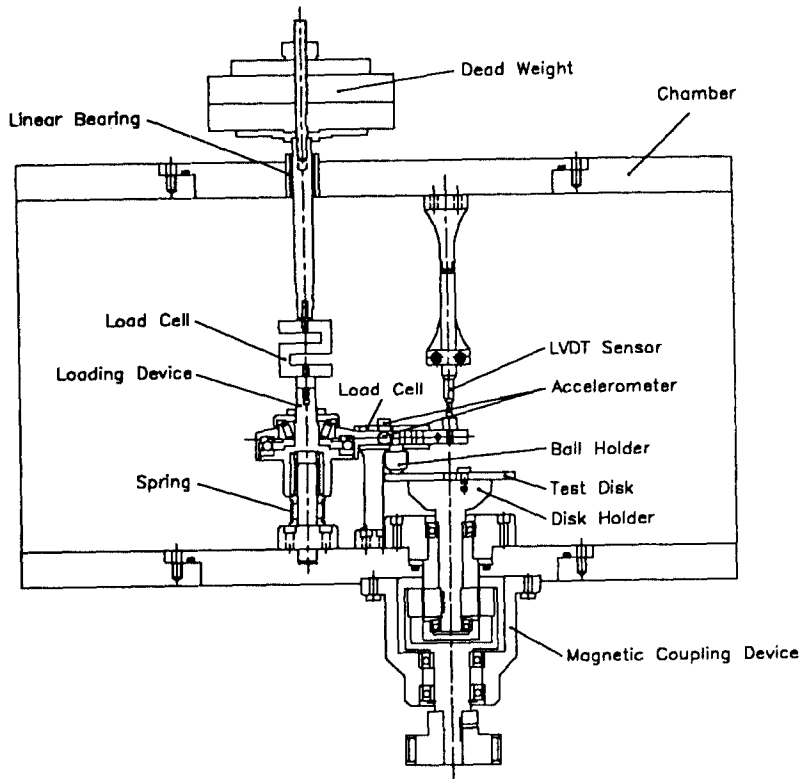


Fig. 1. A sectional view of the friction test rig.

어하므로써 조절하였다. Pneumatic 하중부과에 최대 사용압력 1 MPa, 피스톤 내경 20 mm, 행정거리 50 mm인 실린더를 사용하였으며, 실린더에 공급되는 압축공기는 nitrogen bombe로부터 regulator를 통해 감압시켜 사용하였다.

볼과 디스크 시편 사이의 마찰력과 수직력은 piezo-electric force ring과 strain gauge typed load cell로 측정하였으며, 그 중 각 힘들의 절대값은 후자에 의하여 선택 측정되었다. Load cell의 측정 신호는 signal conditioning amplifier에 의해 증폭되며, 증폭기에 내장되어 있는 1 kHz의 low-pass filter를 통하여 고주파 성분의 noise를 제거하였다. 수직방향과 마찰방향의 진동을 측정하기 위해서 accelerometer를 사용하였으며, 수직방향의 변위의 측정을 위해서는 LVDT (linear variable displacement transducer)를 사용하였다. 각각의 신호는 증폭기에 의해 증폭되어 tape recorder에 analog 상태로 저장되며, 동시에 최대 데이터 샘플링 속도가 300 MHz인 digital oscilloscope를 통하여 순간적 변화량을 time data로 분석하였고, 주파수 성분은 FFT data(spectrum)를 통해 real time으로 분석하였다. 분석된 데이터는 RS232C와 GP-IB를 통해 프린터 및 PC로 전송하여 보관하였다.

또한 증폭된 신호는 12 bit A/D converter를 통해 digital 신호로 변환되어 PC로 입력되고, PC에서 마찰계수 등의 마찰마모 변수들을 연산하고 저장한다. 측정계의 전체 구성은 Fig. 2와 같다. 또한 시험기 시스템의 동특성을 확인하기 위해 impact hammer로 시스템을 가진하여 accelerometer 신호와의 전달함수를 이용하여 고유진동수를 측정하였다.

마찰계수값은 측정된 순간적 수직력과 마찰력에 의한 계산에 있어 통계적 데이터 처리방법에 따라 그 정의의 및 값이 달라질 수 있다. 즉, 측정된 순간적 수직력과 마찰력은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있으며

$$F_N(t) = N + f_N(t), \quad F_F(t) = F + f_f(t) \quad (1)$$

따라서, 순간적 마찰계수(instantaneous coefficient of friction)는 식 (2)와 같이 표현된다[13].

$$\mu(t) = \frac{F_F(t)}{F_N(t)} = \frac{F + f_f(t)}{N + f_N(t)} = \hat{\mu} + \bar{\mu}(t) \quad (2)$$

이 때 $F_N(t)$ 는 순간 수직력, $F_F(t)$ 는 순간 마찰력, N 은 평균 수직력, F 는 평균 마찰력, $f_N(t)$ 는 수직력의 변동분, $f_f(t)$ 는 마찰력의 변동분, $\hat{\mu}$ 는 평균마찰계수, $\bar{\mu}(t)$

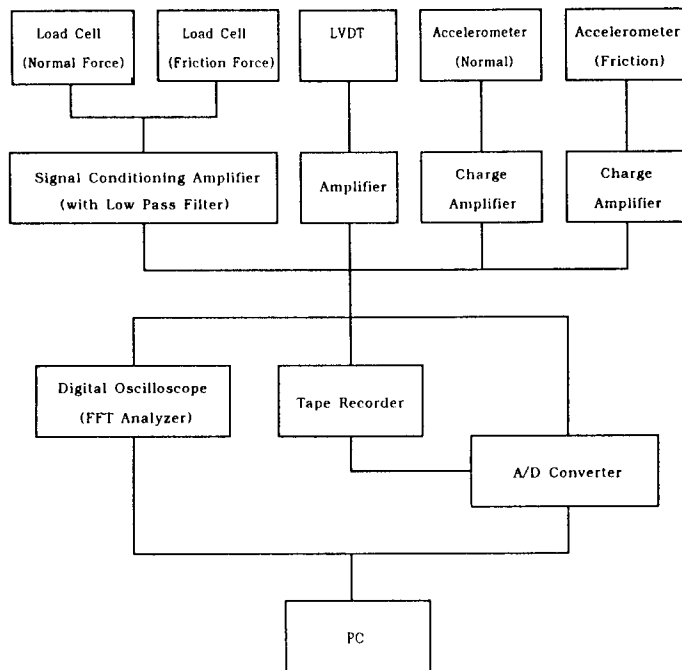


Fig. 2. A block diagram of the measuring system.

Table 1. Test conditions of ball on KS STB2 disk

Loading method	Dead weight			Pneumatic		
	0.1		1	0.1		1
Sliding velocity (m/s)	0.1		1	0.1		1
Load (N)	49	19.6	19.6	49	19.6	19.6
Mass, m_1 (kg)	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6
Mass, m_2 (kg)	5	2	2	0.2	0.2	0.2
Stiffness, k_2 (N/m)	1200	1200	1200	2000	2000	2000
rpm	27	27	273	27	27	273

마찰계수의 변동분을 각각 나타낸다. 일정구간 동안의 평균 마찰계수의 산출 역시 데이터 처리 방법에 따라 다르게 계산되어 질 수 있다.

이러한 경우 마찰계수의 산출은, 합산하는 방법에 따라 달라지며, 순간적 수직력과 마찰력으로 부터 산출한 마찰계수를 평균하는 방법과, 일정구간 동안의 수직력과 마찰력의 합의 평균으로부터 마찰계수를 산정하는 방법, 또한 부과된 수직하중을 측정없이 일정하다고 가정하고 평균 마찰력과 일정 수직력으로부터 산정하는 방법 등이 적용될 수 있다. 여기서 평균하는 데이터의 수가 충분히 클수록 각 방법에 의해 산출되는 마찰계수의 값은 유사하게 된다. 그러나 평균하는 데이터의 수가 적을 경우 각 측정 방법에 따라 그 변동량의 크기가 달라질 수 있다. 특히 첫번째 방법에서는 순간적 마찰계수값을 잘 표현하여 주지만 그 변동량의 폭이 크게 나타날 수 있다. 일반적으로 가장 많이 사용되고 있는 방법은 세번째 방법으로 가해진 하중이 정하중 상태를 유지한다고 가정하고 수직하중에 관한 측정을 생략하는 조건하에서 분모의 수직하중을 상수로 취급하는 방법이다. 본 실험에서는 두번째 방법을 선택하였으며 마찰계수 산출은 식 (3)과 같다.

$$\mu = \frac{\frac{1}{n} \sum F_f(t)}{\frac{1}{n} \sum F_N(t)} = \hat{\mu} + \tilde{\mu} \quad (3)$$

시편으로는 직경 110 mm, 두께 6 mm의 디스크와 직경 ϕ 12.7 mm의 볼과 직경 6 mm, 길이 10 mm인 핀을 사용하였다. 시험 볼은 재질 EN 31(grade 25; extra polished)인 SKF사 제품으로 표면경도는 Rockwell C scale로 65 (8.4 GPa)이었으며, 핀과 디스크는 KS STB2(베어링강)으로 평균 경도는 비커스 경도계로 2.3 GPa (압입하중: 9.8 N)이었다. 시험 볼과 디

스크는 TCE(trichloro-ethylene)를 사용하여 초음파 세척기에서 세척한 후 사용하였으며, 시험은 모든 시험조건에서 건마찰로 시험하였다.

시험 디스크의 재질로는 세가지 종류를 선택하여 시험하였다. 첫번째는, 볼과 동일한 재질로서 시험 디스크를 KS STB2(베어링강)로 하였다. 시험 디스크는 표면을 연마한 후 나시 #1000 연마지로 무방향 연마하여 표면거칠기가 약 0.1 μm (Ra) 되도록 하였으며, 디스크 홀더에 고정된 후의 시편의 평면도는 약 $\tan\phi = 1.4 \times 10^{-4}$ 이었다. 시험속도는 디스크 위의 일정한 접촉트랙 반경(35 mm)에서 주축의 회전속도에 따라 변화되며, 마찰마모의 전이과정을 예비 시험을 통하여 조사하여 미끄럼속도 0.1과 1.0 m/s, 하중 19.6과 49N (시험초기의 Hertz 접촉 압력: 0.84~1.44 GPa), 미끄럼거리 20 m(0.1 m/s)와 100 m(1.0 m/s)의 조건을 설정하여 Ball-on-disk의 방식으로 시험을 수행하였다. 시험 조건은 Table 1과 같다.

두번째는, 다른 재질보다 용융점이 낮고 응착특성이 높아 stick-slip 발생이 용이한 rosin을 선택하여 stick-slip 발생시 시험기 시스템이 마찰 특성에 미치는 영향에 대하여 시험하였다. Rosin 디스크는 직경 110 mm, 두께 6 mm, 재질 KS STB2인 디스크의 직경 40~100 mm 사이를 깊이 2 mm로 홈을 가공하여, 가공된 홈 안에 일정량의 순도 높은 rosin powder를 넣고 Furnace 내에서 150°C 용융시킨후 냉각하여 제작하였으며, 제작한 디스크 시편의 평면도는 홀더에 고정된 후 약 $\tan\phi = 2.8 \times 10^{-3}$ 이었다. 마찰시험은 pin-on-disk 방식으로 하였으며, stick-slip 발생 현상이 심한 0.004 m/s(1 rpm)의 낮은 미끄럼속도와 9.8, 19.6, 29.4, 39.2N의 하중하에서 시험하였다.

세번째는, rosin과는 대조적인 응착 특성을 지니고 있는 PTFE(polytetrafluorethylene)를 선택하여 stick-slip 혹은 마찰 운동에 따른 어떠한 불균형 요소들이 마찰면에 가해지지 않은 상태에서의 마찰특성을 시

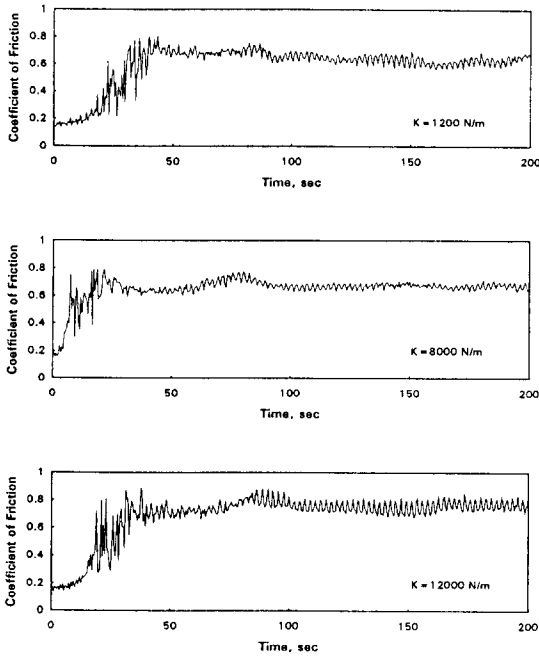


Fig. 3. Coefficients of friction with the different conditions of dynamic stiffness.

(Normal load, 49 N; Sliding velocity, 0.1 m/sec; Dead weight; Data average duration, 1/3 sec).

험하였다. 마찰시험은 ball-on-disk 방식으로 하였으며, 하중 39.2 N 상태로, 미끄럼 속도를 0.05 m/s로 시험하였다. 특히, PTFE 디스크의 가공시 우수한 평면도를 위해 저속으로 가공하였으며, 열적 효과 및 잔류응력의 방지에 세심한 주의를 기울여 가공하였으나, PTFE가 이러한 효과에 열악한 재료이므로 KS STB2 디스크에서와 같은 평면도 조건을 얻기는 불가능하였으며, 제작한 디스크 시편의 평면도는 홀더에 고정된 후 약 $\tan\phi = 8.5 \times 10^{-3}$ 이었다.

세 종류의 시편 모두 부과하중은 추를 이용한 dead weight와 pneumatic 실린더를 이용한 방법을 적용하여 시험하므로써, 하중부과 방식의 변화가 마찰특성에 미치는 영향에 대해 시험하였다. 또한 stiffness 변화에 따른 마찰 특성 변화에 대한 시험은 스프링 상수가 1200, 8000, 12000 N/m인 압축형 스프링을 사용하여 마찰시험기 수직방향에서의 stiffness 변화를 주었으며, KS STB2 디스크 시편재료에 국한하여 하중 49 N, 0.1 m/s, dead weight 방식으로 시험하였다. 본 연구에서의 stiffness 변화량의 범위는 그다지 크지 않았으나, 계속해서 그 범위를 증가하여 연구할 예

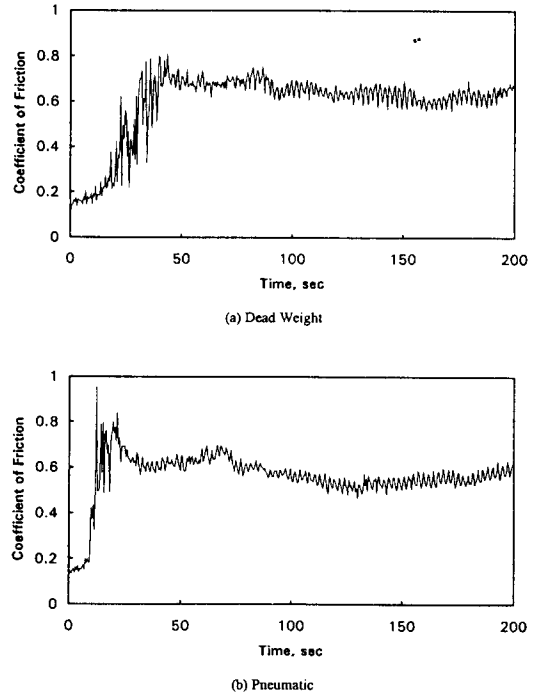


Fig. 4. Coefficients of friction with the different loading methods.

(Normal load, 49 N; Sliding velocity, 0.1 m/sec; Dead weight; Data average duration, 1/3 sec).

정이다.

3. 시험결과

본 실험에 사용된 ball(pin)-on-disk 마찰시험기를 이용하여 stiffness, 하중부과 방식, 부과하중, 미끄럼 속도, 재료 변화가 마찰계수 및 접촉하중의 동적 변화에 미치는 영향을 측정된 결과 다음과 같이 각각 그 특성을 발견할 수 있었다. 각 조건들에서의 시험은 결과의 재현성을 위하여 최소 3번 이상의 측정결과를 평균한 결과들이다.

3-1. Stiffness의 변화

마찰시험기의 stiffness 변화에 따른 마찰특성 변화에 대하여 연구하기 위하여, 불과 KS STB2 디스크 시편으로 하중 49 N, 미끄럼속도 0.1 m/s(27 rpm), 미끄럼거리 20 m로 마찰시험한 결과 stiffness 변화에 따른 마찰계수의 변화는 Fig. 3과 같았다. 초기의 낮은 마찰계수(0.15)는 불과 디스크의 오염층에 의한 영향

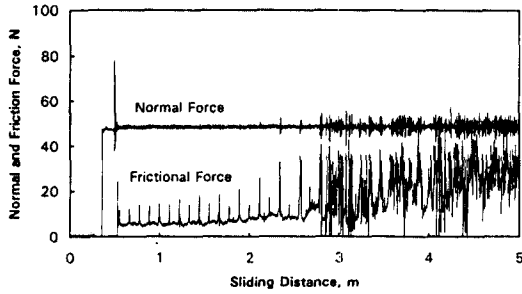


Fig. 5. Fluctuation of the frictional and normal force in the initial state.
(Dead weight; Sliding velocity, 0.1 m/s; Data acquisition frequency, 1 kHz).

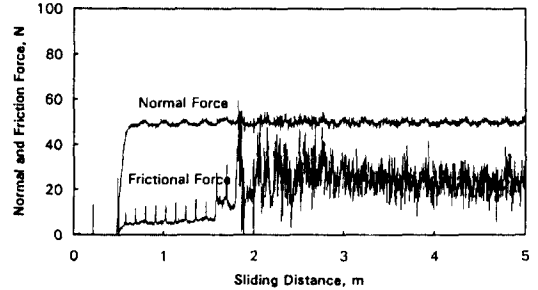


Fig. 7. Fluctuation of the frictional and normal force in the initial state.
(Pneumatic; Sliding velocity, 0.1 m/s; Data acquisition frequency, 1 kHz).

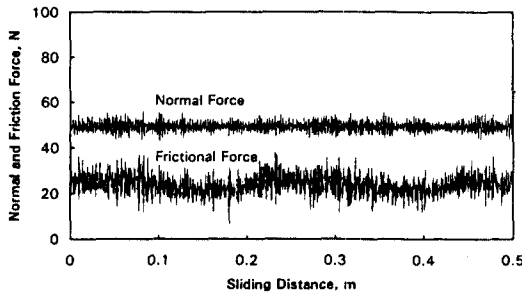


Fig. 6. Fluctuation of the frictional and normal force in the steady state.
(Dead weight; Sliding velocity, 0.1 m/s; Data acquisition frequency, 10 kHz).

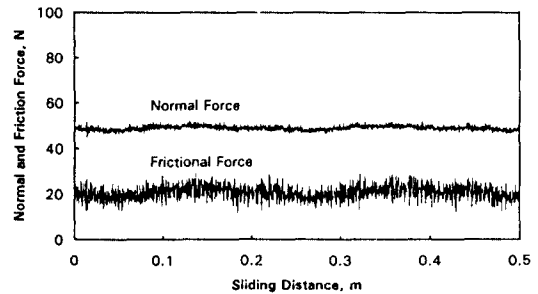


Fig. 8. Fluctuation of the frictional and normal force in the steady state.
(Pneumatic; Sliding velocity, 0.1 m/s; Data acquisition frequency, 10 kHz).

이며, 오염층의 제거와 함께 초기에는 마찰계수값이 불안정함을 볼 수 있었다. 천이구역을 지난 후의 안정화된 구간에서의 마찰계수는 stiffness가 1200, 8000, 12000 N/m로 증가함에 따라 평균 마찰계수가 0.62, 0.70, 0.75 정도로 증가함을 볼 수 있었다. 즉, stiffness 증가에 따라 마찰계수가 증가함을 나타내고 있는데, 상기 결과는 aronov[15], Kato[16] 등이 연구한 결과와 유사하였다. 그러나 디지털 오실로스코프를 통해 시험 시작 직후로부터, 150초 경과후(미끄럼 거리, 15 m)에서 각 구간별 부과하중 및 마찰력의 순간적 변화를 측정된 결과에서는, 부과하중 및 마찰력의 변동량은 stiffness 변화에 관계없이 거의 비슷함을 알 수 있었다.

3-2. 하중부과 방법의 변화

Fig. 4는 하중 49 N, 미끄럼속도 0.1 m/s(27 rpm)로 마찰시험시 dead weight와 pneumatic의 하중부과

방식에 따른 전형적인 마찰계수의 변화를 보여주고 있다. 안정화된 구간에서의 평균마찰계수는 dead weight(0.62)에 의한 하중부과 방법이 pneumatic(0.58)에 의한 방법보다 약간 높게 나타나고 있다. 디지털 오실로스코프를 통해 시험 시작 직후, 150초 경과후(미끄럼 거리, 15 m)에 각 구간별 부과하중 및 마찰력의 순간적 변화를 각각 1 kHz(initial state), 10 kHz(steady state)의 데이터 샘플링 속도로 측정된 결과는 Fig. 5~Fig. 8과 같다. 시험초기 오염층이 제거된 후 부과하중 및 마찰력의 변동량이 급격히 증가함을 볼 수 있었으며, 시간이 지남에 따라 안정화되어 감소되고, 전체적으로 dead weight에서의 변동량이 pneumatic에서 보다 크게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 150초 경과 후에서도 dead weight에서의 변동량이 pneumatic에서 보다 크게 나타나는 같은 현상을 볼 수 있었다. 따라서 pneumatic 하중부과 방법이 dead weight에서 보다 부과된 하중만큼의 질량효과에 의한

Table 2. Comparison of coefficients of friction and normal force fluctuation values under both dead weight and pneumatic loading in steady state (dead weight/pneumatic)

	Coefficient of friction		RMS value of fluctuation (N)	
	0.1 m/s	1 ms	0.1 m/s	1 m/s
Applied load 19.6 N	0.38/0.45	0.35/0.30	0.63/0.53	1.42/1.23
Applied load 49 N	0.62/0.58	—	1.74/0.84	—

관성력이 적기 때문에 부과하중 및 마찰력의 변동량이 적고 상대적으로 안정된 하중을 부과함을 알 수 있었다. 그러나 pneumatic 하중에서 회전주파수에 따르는 저주파수의 변동량이 부과하중 및 마찰력에 나타나고 있음을 볼 수 있으며, 이러한 현상은 저하중에서 더욱 현저하게 나타나고 있음을 볼 수 있었다. Table 2는 하중이 19.6과 49 N이고, 미끄럼속도가 0.1과 1.0 m/s일 때 안정화 후의 dead weight와 pneumatic 하중에서의 평균마찰계수, 수직력 및 마찰력 rms 값의 변동량을 각각 나타내고 있었다. 하중 19.6 N, 미끄럼 속도 0.1 m/s(27 rpm)일 때의 안정화 이후의 마찰계수는 pneumatic(0.45)이 dead weight(0.38)보다 약간 높게 나타나고 있다. 저하중에서는 고하중에서와는 다르게 pneumatic 하중에서의 마찰계수가 높으며, 부과하중 및 마찰력의 변동량은 비슷하나 회전주파수에 따르는 변동량이 pneumatic에서 뚜렷이 나타남을 볼 수 있었다.

하중변화에 따른 마찰계수와 부과하중 및 마찰력의 변동량은 Table 2에서 보여주는 것처럼 안정화 이후의 마찰계수는 저하중에서 보다 고하중에서 높게 나타나고 있었으며, dead weight(0.62→0.38)에서가 pneumatic(0.58→0.45) 보다 그 감소 폭이 더 크게 나타나고 있었다. 또한 하중 및 마찰력의 변동량도 고하중에서 크게 나타나고 있다. 즉, 질량증가에 의한 관성력의 증가로 인하여 하중 및 마찰력의 변동량의 증가가 초래됨을 추정할 수 있었다.

미끄럼속도 변화에 따른 마찰계수와 부과하중 및 마찰력의 변동량은 Table 2에서와 같이 안정화 이후의 마찰계수는 고속의 미끄럼속도(1.0 m/s)에서가 저속(0.1 m/s)에서 보다 작게 나타나고 있었으며, dead weight(0.38→0.35)에서 보다 pneumatic(0.45→0.30)에서 그 감소량이 크게 나타나고 있었다. 부과하중 및 마찰력의 변동량은 고속의 미끄럼속도에서의 변동량이 크게 나타났다.

3-3. 상대 재질의 변화

응착특성이 상이한 재질로 시험기 시스템에 따른 마찰특성에 대하여 시험한 결과는 다음과 같다. Fig. 9~Fig. 10은 pin-on-disk 형식으로 하중 29.4 N, 미끄럼속도 0.004 m/s(1 rpm), 하중부과방식이 dead weight와 pneumatic으로 응착특성이 높은 rosin 디스크의 시험결과로써 마찰계수, 부과하중 및 마찰력의 변화를 보여주고 있다. 시험결과에서 불규칙한 stick-slip이 빈번히 발생하였으며, 전체 평균마찰계수는 약 0.6 정도로 비슷하나 회전주파수의 영향에 따르는 저주파의 변동량은 dead weight일 때가 pneumatic 보다 크게 나타나고 있었으며, 마찰력에서는 모두 회전주파수의 영향에 따른 변동량이 많이 나타나고 있었다. 부과하중은 dead weight에서는 거의 일정하게 유지되나 pneumatic에서는 부과하중을 중심으로 회전주파수의 주기로 ± 5 N 정도의 큰 변동량을 보이고 있었다. 즉, 이러한 회전주파수 주기의 변동량은 rosin 디스크 시편의 제작에 있어서 파생된 평면도의 불균형에 의해 디스크가 기울어져 수직 방향의 변위를 발생시켜 접촉부의 하중과 마찰력에 영향을 미치기 때문인 것으로 사료된다. 특히 pneumatic에서 부과하중의 큰 변동량은 디스크 불균형에 의한 수직방향의 변위발생에 따라 가압된 공기의 압력이 증가하고, 가압공기의 stiffness와 감쇠계수의 증가에 의해 부과하중의 변동량이 크게 발생되는 것으로 추정되었다. 디스크표면의 기울기는 수직방향의 변위를 발생시키므로 마찰력 및 부과하중의 변동량 발생원인이 된다. 또한 pneumatic에서 나타난 부과하중의 큰 변동량은 접촉부의 접촉력에 큰 변화를 가져오나, 마찰력과 같은 위상과 주기로 변동되므로 마찰계수의 값은 오히려 그 변동량이 감쇠되는 현상을 나타내고 있었다.

Fig. 11은 ball-on-disk 형식으로 하중 39.2 N, 하중부과 방식이 dead weight와 pneumatic, 미끄럼속도를 0.05 m/s로 시험시 응착 특성이 적은 PTFE 디스크의 부과하중의 변화를 보여주고 있다. PTFE 디스크의 가공에 따른 수직 방향의 변위 발생이 크게 나타났으며 부과하중 변화에 미치는 영향이 크게 나

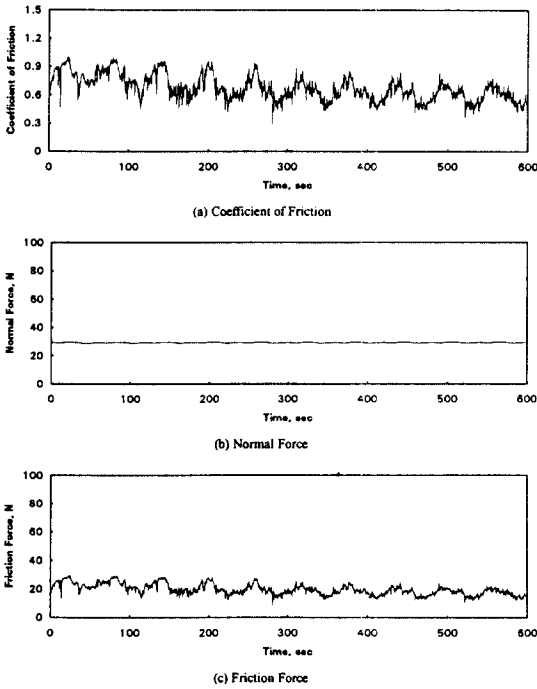


Fig. 9. Fluctuation characteristics of rosin with dead weight loading.
(Sliding velocity, 0.004 m/s; Data average duration, 1/3 sec).

타났다. 특히 pneumatic의 경우에는 가압공기의 감쇠와 stiffness 영향에 의하여 저속조건에서는 상기 영향이 ± 5 N 정도로 크게 나타나고 있었다.

4. 고 찰

마찰시험기 시스템 변수 중 stiffness 변화와 하중 부과 방식에 의한 마찰계수 변화 및 마찰력과 수직 하중의 변동량 결과를 고찰하기 위해 ball-on-disk형 마찰시험기 시스템을 해석적으로 단순 모델링하면 Fig. 12와 같다.

그림에서와 같이 마찰시험기 시스템을 질량, 감쇠기 및 스프링을 지닌 2자유도계로 단순화하면 상기 시스템의 운동방정식은 다음 식 (4)와 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4)$$

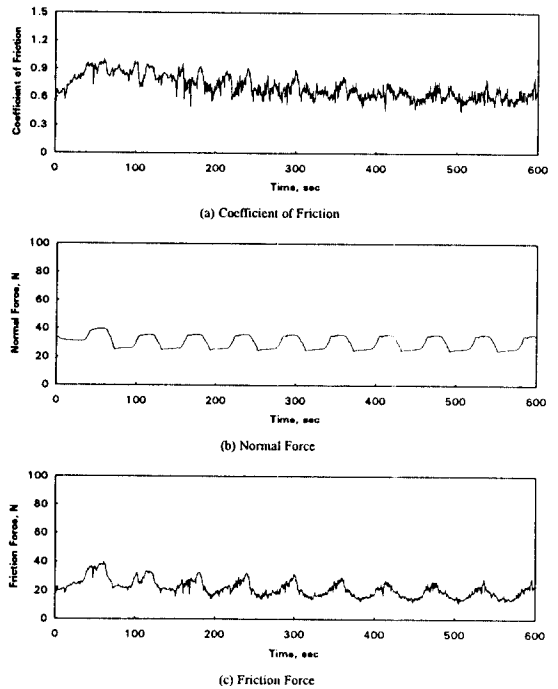


Fig. 10. Frictional characteristics of rosin with pneumatic loading.
(Sliding velocity, 0.004 m/s; Data average duration, 1/3 sec)

여기서, k_1 은 수직하중을 측정하기 위하여 사용된 strain gauge형 load cell의 stiffness를 나타낸다. 하중 부과 방법이 다른 dead weight와 pneumatic의 차이 점은 계의 동하중 변화량에서 질량(m_2), stiffness(k_2) 및 감쇠(c_2) 효과가 각기 다르게 나타난다는 것이다. 특히, dead weight 방법은 수직하중 증가시 추질량의 부가(m_2)가 시스템의 질량($m = m_1 + m_2$)을 증가시키므로 관성력이 증가되고, pneumatic 방법은 압축된 공기의 압력에 의해 수직하중이 부과되므로, 질량의 증가 효과가 없어 관성력의 증가를 감소시킬 수 있다. 그러나, 압축공기의 감쇠(c_2)와 stiffness(k_2)가 시스템의 동적변수들에 부가되므로 이러한 효과에 의해 동하중의 변화가 초래될 수 있다. 마찰시험기 시스템의 동적하중 변화를 발생시키는 요인들 중 시편의 roughness, waviness, 축의 misalignment 등에 의한 수직변위의 발생은 미끄럼속도와 상관하여 시스템에 동적하중의 변화를 야기시킨다. 미끄럼접촉시 재료들이 탄소성변형없이 디스크 표면 위를 미끄러진다고

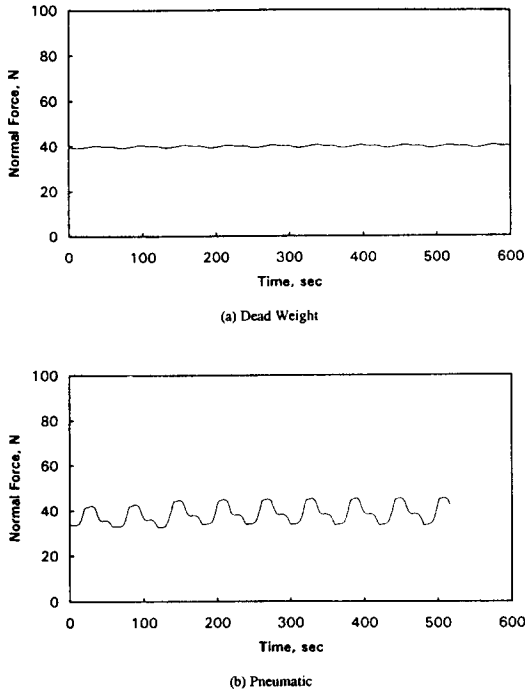


Fig. 11. Normal force fluctuation of PTFE with both dead weight and pneumatic loading.
(Sliding velocity, 0.05 m/s; Data average duration, 1/3 sec)

가정하고 수직 변위의 변화량을 단순조화함수 $x_1(t) = X\sin\omega t$ 로 가정하면 계에 작용된 동하중 변화량(ΔF)은 식 (4)로부터 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta F = k_1 \left[\frac{\left\{ \frac{k_1}{m_2} - \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} - \omega^2 \right) \right\}^2 + \left(\frac{C_2\omega}{m_2} \right)^2}{\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} - \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{C_2\omega}{m_2} \right)^2} \right]^{1/2} X \sin(\omega t + \phi) \tag{5}$$

식 (5)에서부터 수직변위의 변화에 의하여 계에 작용된 수직하중 변동량은 회전주파수가 $\omega^2 = (k_1 + k_2)/m_2$ 일 때 최대값을 갖고 $\omega^2 = k_2/m_2$ 일 때 최소값을 갖는다. 즉, 회전주파수(ω) 변화에 따라 수직하중 변동량의 증감되는 경향이 다르게 나타나며 각각의 변곡부에서의 값이 변화구간의 경계를 나타낸다.

회전주파수(ω)는 미끄럼속도(v)와 roughness, waviness, misalignment 등과 같은 표면위의 불균형 요인들에 의한 파장(λ) 및 wave 수($\kappa = 2\pi/\lambda$, rad/m)에 의해 결정되는 주파수로 $\omega\kappa v$ 로 표현된다, misalign-

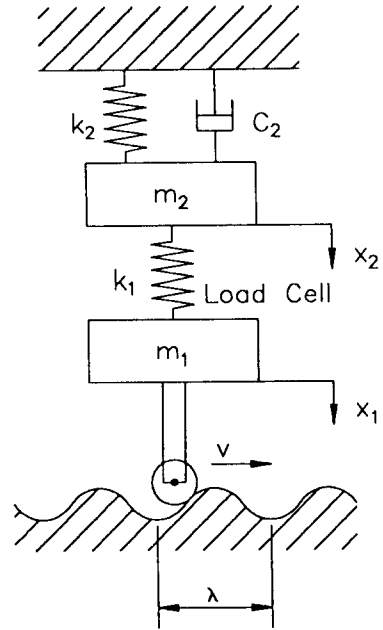


Fig. 12. A simplified dynamic model of the friction test rig; ball (pin) slides on a waved surface at the sliding velocity of v .

ment에 의한 wave 수는 $\kappa = 2\pi/2\pi r$ 이며, roughness와 waviness에 의한 wave 수는 $\kappa = n^*(2\pi/2\pi r)$, $n^* > 1$ 형태이므로, misalignment에 의한 회전주파수의 정수배로 증가한다. 그러나 마찰시험시에는 탄소 성변형이 발생함과 아울러 마모발생에 따라서 접촉면이 지속적으로 변하므로 실제적으로 회전주파수의 정확한 산출은 불가능하다.

수직하중의 변동량은 수직변위를 KS STB2 디스크의 변위(10 μm)로 가정하였을 경우에 Fig. 13~Fig. 14에서 보는 바와 같이 $0 < \omega^2 < k_2/m_2$ 구간(I 영역)에서는 m_2 가 증가하면 감소하고, m_2 가 증가하면 감소하며, k_2 가 증가하면 증가한다. 그러나, $k_2/m_2 < \omega^2 < (k_1 + k_2)/m_2$ 구간(II 영역)에서는 ω 가 증가하면 급격히 증가하고, m_2 가 증가해도 급격히 증가하며, k_2 가 증가하면 감소한다. 또한 $\omega^2 < (k_1 + k_2)/m_2$ 구간(III 영역)에서는 ω 가 증가하면 감소하다가 일정값($=k_1 X$)으로 수렴하며, m_2 가 증가하면 감소하고, k_2 가 증가하면 증가하는 현상을 나타낸다. 그러나 II 영역과 III 영역에서 k_2 의 변화에 따른 변동량의 변화는 $m_2\omega^2 - k_2 > 0$ 의 조건을 만족시켜야만 가능하다.

Pneumatic 하중부과시 ω 와 k_2 의 변화에 의한 수직하중의 변동량은 각 영역에서 모두 dead weight

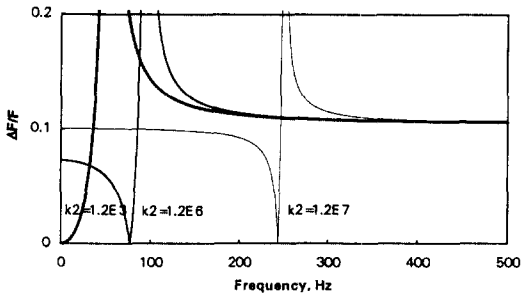


Fig. 13. Theoretical force fluctuation of the normal load with the stiffness.
(Applied load, 49 N; Waviness amplitude, 10 μm)

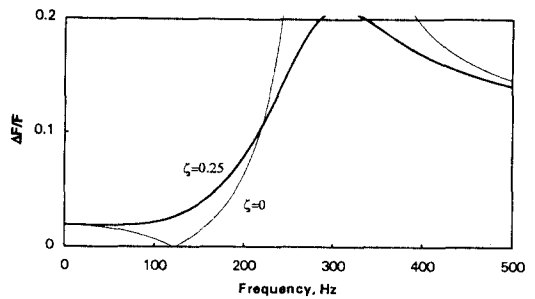


Fig. 15. Theoretical force fluctuation of the normal load with damping ratio.
(Applied load, 49 N; Stiffness, $k_2 = 120000$ N/m; Waviness amplitude, 10 μm)

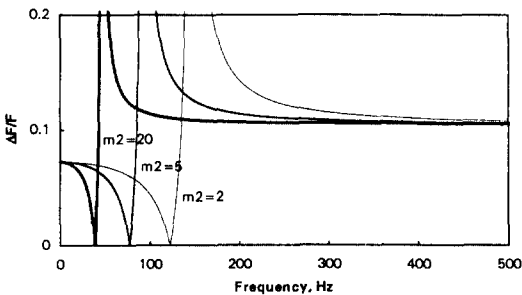


Fig. 14. Theoretical force fluctuation of the normal load with the mass.
(Stiffness, $k_2 = 1200000$ N/m; Waviness amplitude, 10 μm)

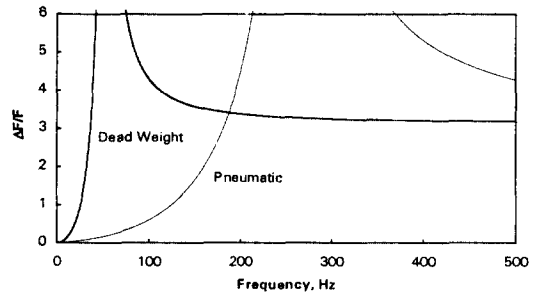


Fig. 16. Theoretical force fluctuation of the normal load with the loading method.
(Dead weight, $m_2 = 5$ kg, $k_2 = 1200$ N/m; Pneumatic, $\zeta = 0.1$, $k_2 = 1200$; Waviness amplitude, 300 μm)

에서와 유사한 경향을 보이나, 수직변위를 KS STB2 디스크의 변위(10 μm)로 가정하였을 경우에 Fig. 15에서와 같이 감쇠(c_2)에 의한 영향으로 $\omega^2 = k_2/m_2$ 일 때는 최소값이 증가하고, $\omega^2 = (k_1 + k_2)/m_2$ 일 때는 최대값이 감소되는 현상을 볼 수 있다. 감쇠계수(c_2)는 감쇠재료의 물성치인 감쇠비(damping ratio, ζ)에 의해 산출하였다.

이러한 결과들로부터 k_2 값이 증가하면, I영역의 ω 범위가 넓게 증가하고, II영역의 폭은 좁아지나 위치는 높은 진동수대로 이동하며, III영역의 범위도 높은 진동수대로 이동한다. 그러나, m_2 가 증가하면 I영역의 범위가 감소하고, II영역의 폭은 좁아지나 위치는 낮은 진동수대로 이동하며, III영역의 범위도 낮은 진동수대로 이동한다. 따라서 마찰시험기 시스템변수 및 시험조건인 미끄럼속도와 회전주파수 성분의 관계가 영역 II의 위치에 있게 되면 상당히 크게 수직하중의 변동을 초래할 수 있다.

본 연구에서 KS STB2 시편 디스크를 Table 1과

같은 시험조건으로 시험하였을 때, 하중부와 방법에 무관하게 미끄럼속도 증가에 따라 수직하중 변동량이 증가하고 하중증가에 따라 증가한다는 결과로부터 시스템변수 및 시험조건이 모두 II의 영역에 있음을 알 수 있다. 또한 ω 의 조건이 I과 II영역에 걸쳐있다 하더라도, I영역의 변동량이 미소하고 II영역의 값이 크므로 이러한 결과를 뒷받침할 수 있다. 또한, dead weight에서의 수직하중 변동량이 pneumatic에서 보다 크다는 결과로부터, 수직변위를 PTFE 디스크의 변위(300 μm)로 가정하였을 경우에 Fig. 16에서 보는 바와 같이 II의 영역에 주된 성분의 ω 가 존재함을 알 수 있었다. 그러나, 수직변위는 회전수 rpm과 waviness 등이 상호 연관되어 나타나고 있으며 여러 ω 의 성분들을 포함하고 있다. 특히, 회전주파수에 해당하는 저주파의 ω 의 범위는 식 (5)로부터 c_2 의 영향이 크게 나타나는 I의 영역에 있으므로 pneumatic에서의 동적변동량이 dead weight에서 보다 크게 나타남을 알

수 있다. 따라서, 저속 조건에서의 pneumatic 하중시 Fig. 5와 Fig. 7에서와 같은 회전주파수에 해당하는 저주파의 수직하중 변화가 발생할 수 있음을 알 수 있었다. 그러나, 주된 성분의 범위가 II영역이므로 전체적인 변동량은 dead weight에서가 더 크게 나타났다.

특히, rosin과 PTFE 디스크 시편 제작시 잔류응력 등의 영향으로 발생하는 시편 표면기울기의 불균형에 의해 마찰시험시 수직변위가 크게 발생된다. 이러한 수직변위는 미끄럼속도가 0.004 m/s(1 rpm)로 아주 저속일 때에는 ω 를 I의 영역에 있게 하므로 c_2 의 영향이 크게 나타나게 한다. Fig. 9~Fig. 10의 rosin과 Fig. 11의 PTFE에서의 결과에서도 저주파의 동적 변동량이 pneumatic에서가 dead weight에서 보다 크게 나타남을 알 수 있었다. 특히, 수직 변위의 양이 특히 크므로 그 동적 변동량의 크기가 증폭되어 부과하중의 약 20% 정도로 아주 크게 나타나고 있음을 볼 수 있었다. 따라서, 시스템의 제작에 있어 축의 misalignment 및 시편 디스크의 표면기울기는 수직방향의 변위를 초래하므로, 그 정도가 클 경우는 부과된 수직하중에 영향을 미쳐 실제 마찰시험 결과와 다른 결과를 초래할 수도 있을 것이다.

5. 결 론

Ball(pin)-on-disk 형 마찰 시험기를 통하여 시스템 동적변수인 stiffness, 하중부과 방식, 부과하중, 미끄럼속도 및 재료의 변화가 미끄럼 접촉시 마찰계수 및 접촉하중의 동적 변화에 미치는 영향에 대해 실험적 측정 및 이론적 고찰한 결과에 의하여 다음과 같은 결론들을 얻을 수 있었다.

(1) 마찰시험시 roughness, waviness, misalignment 등 접촉면의 기하학적인 불균형 요인들에 의해 발생하는 수직변위는 시스템을 가진시켜 수직하중을 변화시킨다. 이 수직하중의 변동량은 미끄럼속도, waviness 등에 따르는 회전주파수(ω), 시스템의 동적변수와의 상관 관계에 의해 나타나는 임계 조건에 따라 마찰특성 및 수직방향의 하중변동 등이 다르게 발생됨을 발견하였다. 즉 회전주파수의 범위에 따라 3영역으로 분리됨을 확인 하였다.

(2) 회전주파수(ω)가 아주 낮은 영역에서는 수직하중 변동량에 미치는 영향이 pneumatic 하중부과 방법이 dead weight에서 보다 크며, 본 연구에서 수행한 일반적인 시험조건에서는 dead weight 하중부과 방

법이 pneumatic에서 보다 큼을 확인하였다.

(3) 마찰시험기의 수직방향에서의 강성(stiffness)이 증가할수록 본 시험조건 하에서는 마찰계수 값이 증가하였으나 수직하중 변동량에는 큰 영향을 미치지 않음을 확인하였다. 또한, 부과된 하중의 증가에 따라 수직하중의 변동량이 증가함을 확인하였다.

(4) 응작 특성이 다른 상대 재질에 따라 시스템 동적변수가 미끄럼 마찰특성 및 수직하중 변화 등에 미치는 영향이 다르게 나타날 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. J.A. Greenwood and J.B.P. Williamson, "Contact of nominally flat surfaces", Proc. R. Soc. London, Ser. A 295, pp. 300-319, 1966.
2. I.V. Kragelski and N.B. Demkin, "Contact area of rough surfaces", Wear, Vol. 3, pp. 170-187, 1960.
3. E. Rabinowicz, Friction and wear of materials, Wiley, New York, 1965.
4. J.F. Archard, "Contact and rubbing of flat surfaces", J. of Applied Physics, Vol. 24, pp. 981-988, 1953.
5. N.P. Suh and H.C. Sin, "The genesis of friction", Wear, Vol. 69, pp. 91-114, 1981.
6. H. Czichos, S. Becker and J. Lexow, "Multilaboratory Tribotesting: Results from the versailles advanced materials and standards programme on wear test methods", Wear, Vol. 114, pp. 109-130, 1987.
7. E.A. Almond and M.G. Gee, "Results from a U.K. interlaboratory project on dry sliding wear", Wear, Vol. 120, pp. 101-116, 1987.
8. H. Ishigaki, R. Nagata and M. Iwasa, "Effect of adsorbed water on friction of hot-pressed silicon carbide and silicone nitride at slow speed sliding", Wear, Vol. 121, pp. 107-116, 1988.
9. H. Kong, E-S Yoon, O. K. Kwon, "Self formation of protective oxide films at dry sliding mild steel surfaces under a medium vacuum", Wear Vol. 181-183, pp. 325-333, 1995.
10. D.M. Tolstoi, "Significance of the normal degree of freedom and natural normal vibrations in contact friction", Wear, Vol. 10, pp. 199-213, 1967.
11. J.A. Elder, Jr. and N.S. Eiss, Jr., "A study of the effect of normal stiffness on kinetic friction forces between two bodies in sliding contact", ASLE Trans., Vol. 12, pp. 234-241, 1969.
12. S.L. Rice, H. Nowotny and S.F. Wayne, "The role of specimen stiffness in sliding and impact wear", Wear, Vol. 77, pp. 13-28, 1982.
13. A. Soom and C. Kim, "Interactions between dynamic normal and frictional forces during unlubricated sliding", Journal of Lubrication Technology,

- Vol. 105, pp. 221-229, 1983.
14. A. Anand and A. Soom, "Roughness-induced transient loading at a sliding contact during start-up", *Journal of Tribology*, Vol. 106, pp. 49-53, 1984.
 15. V. Aronov, A.F. D'Souza, S. Kalpakjian and I. Shaareef, "Interactions among friction, wear, and system stiffness-part 1: effect of normal load and system stiffness, part 2: vibrations induced by dry friction, part 3: wear model, *Journal of Tribology*", *Wear*, Vol. 106, pp. 54-69, 1984.
 16. K. Kato, A. Iwabuchi and T. Kayaba, "The effects of friction-induced vibration on friction and wear", *Wear*, Vol. 80, pp. 307-320, 1982.
 17. M.A. Seif, F.A. Moslehy and S.L. Rice, "Dynamic stiffness analysis in tribocontact", *Wear*, Vol. 119, pp. 353-368, 1987.
 18. M.G. Gee and E.A. Almond, "Effects from vibrations in wear testing of ceramics", *Materials Science and Technology*, Vol. 4, pp. 655-662, 1988.
 19. P.L. Ko and C.A. Brockley, "The measurement of friction and friction induced vibration", *J. of Lubr. Tech.*, Vol. 92, pp. 543-549, 1970.
 20. S.S. Antoniou, A. Cameron and C.R. Gentle, "The friction-speed relation from stick-slip data", *Wear*, Vol. 36, pp. 235-254, 1976.
 21. Y.C. Chiou, K. Kato and T. Kayaba, "Effect of normal stiffness in loading system on wear of carbon steel-part 1: severe-mild wear transition", *Journal of Tribology*, Vol. 107, pp. 491-495, 1985.
 22. V. Aronov, A.F. D'Souza, S. Kalpakjian and I. Shaareef, "Experimental investigation of the effect of system rigidity on wear and friction-induced vibrations", *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 206-211, 1983.