[UCI]I804:24011-200000231580

2007年 2月

博士學位 論文

4축 유압 시뮬레이터의 노면형상 구현에 관한 연구

A study on road profile realization of 4 axes hydraulic simulator

朝鮮大學校 大學院

機械設計工學科

金 鍾 泰

4축 유압 시뮬레이터의 노면형상 구현에 관한 연구

A study on road profile realization of 4 axes hydraulic simulator

2007년 2월 23일

조선대학교대학원

기계설계공학과

김 종 태

4축 유압 시뮬레이터의 노면형상 구현에 관한 연구

지도교수 김 택 현

이 논문을 공학박사학위 신청 논문으로 제출함

2006년 10월

조선대학교대학원

기계설계공학

김 종 태

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

100373663 2007-04-09

김종태의 박사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 정 낙 규

위 원 전남대학교 교수 황 원 걸

위 원 전남대학교 교수 기 창 두

위 원 조선대학교 교수 정 상 화

위 원 조선대학교 교수 김 택 현

2006년 12월

조선대학교 대학원

목 차

List of Figures
List of Tables
Nomenclature
Abstract

제 1 장 서 론

1.1 연구필요성 및 배경 ····· 1
1.2 연구동향 ····· 2
1.3 연구내용 및 방법 ····· 5

제 2 장 4축 유압 시뮬레이터의 구성

2.1 유압 액츄에이터 ····· 11
2.2 서보밸브 ····· 14
2.3 유압 공급장치 ····· 17
2.4 서보 컨트롤러 ····· 20
2.5 신호처리 장치 ····· 21

제 3 장 4축 유압 시뮬레이터의 알고리즘

3.1 동시 구동 알고리즘 ····· 24
3.1.1 출력 프로그램 ····· 24
3.1.2 입력 프로그램 ····· 29
3.2 노면형상의 계측 및 생성 알고리즘 ····· 32
3.2.1 계측 및 생성 프로그램 ····· 35

3.3 노면형상의 구현 알고리즘 ····· 38
3.3.1 이론적 배경 ····· 38
3.3.2 가진 신호 생성 알고리즘 ····· 49
3.3.3 구현 프로그램 ····· 53

제 4 장 실험 및 고찰

4.1 동시 구동 알고리즘의 보정실험 ····· 58
4.1.1 서보앰프의 보정 ····· 58
4.1.2 변위의 보정 ····· 65
4.2 노면형상 계측 알고리즘의 검증 ····· 70
4.2.1 계측 프로그램의 검증 ····· 70
4.2.2 실험 환경 ····· 72
4.2.3 실차 계측 ····· 72
4.2.4 노면의 변위형상 ····· 79
4.2.5 1/5 스케일 자동차의 실험 ····· 83
4.3 노면형상 구현 알고리즘의 검증 ····· 86
4.3.1 주파수 응답함수 ····· 86
4.3.2 반복 개선작업 ····· 96
4.3.3 노면형상 구현 알고리즘의 결과 및 고찰 ····· 109

제 5 장 결 론

5.1 동시 구동 알고리즘 ····· 110
5.2 노면형상 계측 및 생성 알고리즘 ····· 111
5.3 노면형상 구현 알고리즘 ····· 111

5.4 향후 계획 ····· 112

References

List of Figures

Fig. 1.1 Multi axes simulator of MTS Co. ····· 7

Fig. 1.2 Multi axes simulator of Schenck Co. ····· 7

Fig. 1.3 Key research area of 4 axes hydraulic simulator ····· 8

Fig. 2.1 4 axes hydraulic simulator ····· 9

Fig. 2.2 Schematic diagram of 4 axes hydraulic simulator ····· 10

Fig. 2.3 Configuration of 4 axes hydraulic actuator ····· 12

Fig. 2.4 Assembly of 4 axes hydraulic actuator ····· 13

Fig. 2.5 Schematic diagram of servo valve ····· 15

Fig. 2.6 Servo valve of 4 axes hydraulic simulator ····· 15

Fig. 2.7 Hydraulic circuit of 4 axes hydraulic simulator ····· 18

Fig. 2.8 Assembly of hydraulic unit ····· 19

Fig. 2.9 Servo controller and signal processing unit of 4 axes hydraulic simulator ····· 20

Fig. 2.10 Signal flow diagram of PXI ····· 22

Fig. 3.1 Signal flow diagram of 4 axes hydraulic simulator ····· 25

Fig. 3.2 Flow chart of program to drive 4 axes hydraulic simulator ····· 27

Fig. 3.3 Monitoring display of program to drive 4 axes hydraulic simulator ··· 28

Fig. 3.4 Flow chart of road data acquisition ····· 30

Fig. 3.5 Monitoring display of road data acquisition ····· 31

Fig. 3.6 Sensor made by MTS ····· 33

Fig. 3.7 Sensorization of suspension ····· 33

Fig. 3.8 Accelerometer of sensing part ····· 33
Fig. 3.9 Algorithm to transform acceleration signal into displacement signal ····· 34
Fig. 3.10 Measurement program for road profile ····· 37
Fig. 3.11 Algorithm of FRF ····· 44
Fig. 3.12 Algorithm for updating the input excitation signal ····· 52
Fig. 3.13 Road profile analysis part of realization program ····· 54
Fig. 3.14 FRF generation part of realization program ····· 54
Fig. 3.15 Display of the acquired magnitude of FRF from realization program ····· 55
Fig. 3.16 Display of the acquired phase of FRF from realization program 56
Fig 3.17 Generate exciting profile part of realization program ····· 56
Fig 3.18 Iteration part of realization program ····· 57
Fig. 4.1 Feedback schematic diagram of hydraulic actuator ····· 58
Fig. 4.2 Step function response of FL axis ····· 61
Fig. 4.3 Step function response of FR axis ····· 62
Fig. 4.4 Step function response of RL axis ····· 63
Fig. 4.5 Step function response of RR axis ····· 64
Fig. 4.6 Displacement calibration results of 4 axes at 1 Hz ····· 66
Fig. 4.7 Displacement calibration results of 4 axes at 50 Hz ····· 67
Fig. 4.8 Displacement calibration results of 4 axes at 1 Hz ····· 68
Fig. 4.9 Displacement calibration results of 4 axes at 50 Hz ····· 69
Fig 4.10 Standard sine signal ····· 70
Fig. 4.11 Signal acquired from accelerometer ····· 71

Fig. 4.12 Signal transformed into displacement ····· 71
Fig. 4.13 Asphalt road for vehicle test ····· 72
Fig. 4.14 Attached position of accelerometer ····· 73
Fig. 4.15 Test vehicle attached to accelerometer ····· 74
Fig. 4.16 Acceleration data acquired from the accelerometer at 20 km/h ··· 76
Fig. 4.17 Acceleration data acquired from the accelerometer at 40 km/h ··· 77
Fig. 4.18 Acceleration data acquired from the accelerometer at 60 km/h ··· 78
Fig. 4.19 Real-vehicle's time-displacement data at 20 km/h ····· 80
Fig. 4.20 Real-vehicle's time-displacement data at 40 km/h ····· 80
Fig. 4.21 Real-vehicle's time-displacement data at 60 km/h ····· 81
Fig. 4.22 Comparison of pure and filtering FFT data at 20 km/h ····· 82
Fig. 4.23 1/5 scale test vehicle ····· 83
Fig. 4.24 Attached accelerometer to front right wheel frame ····· 84
Fig. 4.25 Attached accelerometer to front left wheel frame ····· 84
Fig. 4.26 Date of 1/5 scale test vehicle ····· 85
Fig. 4.27 Gaussian white noise made by LabVIEW ····· 87
Fig. 4.28 FFT of Gaussian white noise ····· 87
Fig. 4.29 Gaussian white noise filtered by FIR filter ····· 88
Fig. 4.30 Gaussian white noise filtered by IIR filter ····· 88
Fig. 4.31 Periodic random noise made by LabVIEW ····· 89
Fig. 4.32 FFT of periodic random noise ····· 89
Fig. 4.33 Periodic random noise filtered by FIR filter ····· 90
Fig. 4.34 Gaussian white noise filtered by IIR filter ····· 90
Fig. 4.35 Uniform white noise made by LabVIEW ····· 91

Fig. 4.36 FFT of uniform white noise ····· 91
Fig. 4.37 Uniform white noise filtered by FIR filter ····· 92
Fig. 4.38 Uniform white noise filtered by IIR filter ····· 92
Fig. 4.39 FRF at FL axis ····· 93
Fig. 4.40 FRF at FR axis ····· 94
Fig. 4.41 FRF at RL axis ····· 94
Fig. 4.42 FRF at RR axis ····· 95
Fig. 4.43 1st displacement iteration error ····· 97
Fig. 4.44 2nd displacement iteration error ····· 97
Fig. 4.45 3rd displacement iteration error ····· 98
Fig. 4.46 4th displacement iteration error ····· 98
Fig. 4.47 5th displacement iteration error ····· 99
Fig. 4.48 6th displacement iteration error ····· 99
Fig. 4.49 Comparison of road profile and iteration power spectrum at FL axis ····· 101
Fig. 4.50 Comparison of road profile and iteration power spectrum at FR axis ····· 103
Fig. 4.51 Comparison of road profile and iteration power spectrum at RL axis ····· 105
Fig. 4.52 Comparison of road profile and iteration power spectrum at RR axis ····· 107
Fig. 4.53 RMS error of each axis according to iteration ····· 108
Fig. 4.54 Average RMS error of each axis according to iteration ····· 108

List of Tables

Table 1.1 Classes of road simulator ····· 6
Table 2.1 Specification of signal processing unit ····· 21
Table 3.1 Calibration data of accelerometer ····· 36
Table 4.1 Overshoot value according to gain ····· 60
Table 4.2 Peak time according to gain ····· 60

Nomenclature

A_c	Area of cylinder
A_r	Ratio of input current and output flux
$C(\tau)$	Correlation function
F	Input load
$G(f)$	Infinite spectrum of real part of frequency
$G_{XX}(f)$	Auto spectrum
$G_{YX}(f)$	Cross spectrum
$G_{xy}(f, T)$	Correlation spectrum density function between $x(t)$ and $y(t)$
$H(f)$	Frequency response function
$H(z)_{FIR}$	Response function of FIR filter
$H(z)_{IIR}$	Response function of IIR filter
$H_I(f)$	Imaginary part of frequency response function
$H_R(f)$	Real part of frequency response function
$H_{XY}(f)$	Frequency response function of transfer function between $X(f)$ and $Y(f)$
$\lvert H_I(f) \rvert$	Gain margin of frequency response function
I_d	Input current of servo valve
L_M	Capacity of motor

L_i	Length of hydraulic actuator
O_d	Output flux of hydraulic actuator
P_c	Input pressure of cylinder
P_d	Degree of phase delay
Q_c	Capacity of servo valve
Q_E	Capacity of cylinder
Q_I	Capacity of pump
Q_R	Capacity of relief valve
Q_p	Capacity of hydraulic pump
$S(f)$	Spectral density function
T_d	Delay time
$[T_{dw}]$	Homogeneous transform matrix
$X(f)$	Fourier transform of $x(t)$
$X(f)$	Linear spectrum of $x(t)$
$X_d(f)$	Desired input signal
$X_I(f)$	Imaginary part of Fourier transform of $x(t)$
$X_o(f)$	Fourier transform of initial input signal
$X_R(f)$	Real part of Fourier transform of $x(t)$
$X_T(f)$	Finite Fourier transform
$X^*(f)$	Conjugate complex function of $X(f)$
$Y(f)$	Linear spectrum of $y(t)$
$Y_d(f)$	Fourier transform of desired output signal
$\Delta Y_{dk}(f)$	Fourier transform of $\Delta y_{dk}(t)$

a	Amplitude
f	Frequency
f_c	Cut-off frequency of Nyquist
f_k	Optional frequency
$x(t)$	Time-varying function
$\mathbf{x}(t)$	Row vector of input signal
$x[n]$	Input signal of system
$y(t)$	Output of convolution integral
$\mathbf{y}(t)$	Row vector of output signal
$y[n]$	Output signal of system
$\Delta y_{dk}(t)$	Difference between $y_d(t)$ and $y_k(t)$
ω	Angular velocity
η	Overall efficiency of pump
$\theta(f)$	Phase angle of real part to imaginary part

Abstract

A study on road profile realization of 4 axes hydraulic simulator

Kim Jong-tye
Advisor: Prof. Kim Taek-hyun Ph.D.
Dept. of Mechanical Design Engineering
Graduate School of Chosun University

In the recent years, as the product liability(PL) act is enforced worldwide, manufacturers must be totally responsible for any defects in the quality of their products. It is important to evaluate the durability and the vibration against this circumstance. The better test for products is to experiment in the actual conditions. However, costs expenses and efforts for the experiment are needed to react the defects of product . This problems can be settled by simulator which supplies the realistic environments. It is especially useful in the test of the products which relate to the safety of human such as vehicles.

In this thesis, the 4 axes hydraulic simulator which is generally used in the automobile and the machine industry is designed and manufactured. Also, the driving algorithm and the program are developed to realize the displacement of road profile, and then the performance of the tracking response is measured.

The contents are as follows : (1) driving algorithm for driving the hydraulic actuators simultaneously, (2) measurement algorithm for transforming road profile into the displacement and (3) realization algorithm for actualizing road profile by using the hydraulic simulator. Each contents are correlated and details are as follows.

First, to ensure the reliability of the hydraulic actuator, the vehicle is excited up to the range of the maximum frequency using the sine wave. The 4 axes hydraulic actuator is developed, and then the correlations between the displacement and servo controller on each axis are examined. The hydraulic actuator is compensated.

Second, the measurement algorithm which can obtain the displacement signal is developed to realize the road profile using the 4 axes hydraulic simulator, and the acceptable displacement signal of the road profile in the hydraulic simulator is obtained by the accelerometers.

There is the difference between the response signals on the driving file and the expected signals in general vehicles because of the nonlinearity of the suspension, the tire, and etc.

Third, the algorithm and program are applied to the 4 axes hydraulic simulator in order to reduce this errors by the repetitive improvement method.

Analyzing and ensuring the input and output data through algorithm and program based on PC and window in real time is economically efficient and convenient to use. Moreover, the algorithm in the frequency domain which consists of many DSPs(Digital Signal Processing) is enable to solve the problems which can't solve in the time domain.

제 1 장 서 론

1.1 연구필요성 및 배경

각종 차량과 항공기를 개발하여 실제의 환경하에서 주행실험을 하거나 비행실험을 통하여 이들의 성능을 평가하고 진동특성을 파악하기엔 여러 가지 어려움이 뒤따른다. 그러므로 자동차의 경우 실제 주행조건과 유사한 환경을 제공받는 다축 유압 시뮬레이터에 의한 모의실험을 함으로써 신차의 주행실험 효과를 얻을 수 있을 뿐 아니라 시간절약은 물론 경제적 이점과 위험성을 저감할 수 있다. 최근 자동차 신제품의 수명 사이클이 짧아짐에 따라 제품 생산비용의 절감뿐만 아니라 제품 설계시간을 줄일 수 있는 방법이 중요시되고 있다.[1)]

또한 제품의 결함을 제조업체가 전적으로 책임을 부담해야 하는 제조물책임법(Product Liability : PL)이 60년대 미국에서 판례로 적용되기 시작한 이후 이미 세계적인 추세로 자리잡아 가고 있으며 EU가맹국들은 80년대 후반부터 필리핀·호주·중국은 92년 7월, 일본은 95년 7월부터 제조물책임법을 시행하고 있으며 우리나라는 2000년 1월 제조물책임법이 제정되어 2002년 7월 1일부터 시행에 들어갔다. 이러한 시대적 배경에 따라 완성차의 성능과 신뢰성 실험은 필수과정이 되었다.[2)]

차량의 개발과정 후 완성차의 실험은 크게 실차 주행실험과 실험실내의 구현실험의 2가지로 분류할 수 있다. 실차 주행실험 방법은 완성차량을 전용 주행로나 일반도로에서 주행실험을 하는 방법으로써 성능 및 내구성 평가에 많은 신뢰성을 가질 수 있으나 실차를 주행 실험하는데 요구되는 시간, 공간, 환경의 제약과 운전자마다의 운전습관 및 주행환경의 차이에 따른 구현성의 차이가 생길 수 있고 외부노출로 인한 차량개발의 보안성 및 실험용 차량의 지속적 관찰의 문제점을 가지고 있다. 반면에 실험실내의 구현실험은 주어진 실험실내의 공간에서 차량의 주행상태를 반복해서 구현함으로써 많은 시간절약과 공간 및 환경의 제약에서 벗어날 수

있다. 또한 지속적인 실험을 통하여 실제상화을 구현할 수 있으며 실험자가 실험중인 차량을 수시로 관찰하고 분석할 수 있어서 문제점의 조기 확인이 가능하다고 하는 장점을 들 수 있다.[3),4),5)] 이런 이유 때문에 선진국의 많은 자동차 회사에서는 가진 유압 시뮬레이터를 이용한 실험실 구현실험을 이미 실행함으로써 차량개발기간의 단축은 물론 높은 신뢰성을 가진 고품질 자동차의 개발에 활용하고 있다.[6),7),8),9)]

유압 시뮬레이터에 의한 구현실험은 정해진 트랙에서 주행실험을 하는 경우보다 다음과 같은 장점을 가지고 있다고 하겠다.

1. 실험 시간이 일반적으로 차량 주행실험보다 절약된다.
2. 실차 실험보다 더 다양한 조건의 구현 및 반복실험 구현성이 뛰어나다.
3. 부품 시편에 대하여 동적으로 작동되는 데이터를 편리하게 수집할 수 있다.
4. 차량 주행실험보다 비용측면에서 훨씬 더 경제적이다.
5. 검증되지 않은 부품에 대한 주행 실험시 발생될 수 있는 안전사고의 위험성을 예방할 수 있다.

1.2 연구동향

국외의 연구동향을 살펴보면 60년대 말부터 70년대 초반을 기점으로 하여 실차에 대한 내구성 테스트를 본격적으로 시작하였는데 68년에 Ford Motors의 B.K. Barrowcliff와 R.E. Ehlert[10)]는 단축 유압 액츄에이터를 이용하여 실차에서 측정한 노면데이터를 LAB 구현실험을 통하여 구현하였으며, FIAT의 E. Franchini[11)]등은 전체 차량에 대한 모의실험을 하였다. D.D. Styles[12)]등은 노면신호를 생성하여 랜덤신호의 특성을 파악하였으며, S.A. Wieneke[13)]는 컴퓨터 모의실험을 통하여 주파수 응답함수를 유도하고 실차의 응답과 모의실험 응답을 비교하였다. 다축 주행시뮬레이터에 대한 연구가 본격화되면서 P. Grote와 J. Fash[14)]는 내구성 해석과 동특

성에 대한 개념을 명확히 하여 실험기 개발의 근간을 확립하였으며, GM의 B.W. Cryer, P.E. Nawrocki와 MTS Co.의 R.A, Rund[15]는 노면응답과 시뮬레이터의 응답을 비교하고 정리하였다.

4축 유압 시뮬레이터는 실제 차량이 주행시 차량으로 입력되는 동역학적 진동신호를 충분히 모사해줄 수 있는 시스템의 기구학적 구조가 요구되는데 구동부인 유압 액츄에이터에서 제어하고자 하는 대상인 차량의 완전한 구현을 위한 이론은 K. Hunt[16]에 의하여 정리되었고 J.J. Craig[17]와 M.Y. Lee[18]에 의해 정립되었다. 자동차 현가장치의 기구학적 설계와 측정 및 모의실험은 T. Best[19]와 P. Holdmann[20]에 의해 이루어졌으며, T.D. Gillespie[21]는 노면거칠기에 따른 차량의 주파수응답특성에 대하여 기술하였고, D. Bastow[22]는 전륜 및 후륜 현가장치의 형태에 따른 거동변위에 대해 연구하였다.

K.H. Donaldson, Jr[23]와 W. Langer[24]는 노면데이터의 수정과 해석기법에 대하여 발표하였고, J. Petersen[25]과 A. Zomotor[26]등은 시뮬레이터 링크부를 연직방향, 수직방향, 횡방향으로 나누어 기구학적을 통해 실차에 적용하였으며, T. Mimuro[27]는 실험차량을 계측하기 위한 노면신호의 개선에 대하여 연구하였다.

90년대에 들어서 스튜어트 플랫폼을 기반으로 하는 드라이빙 시뮬레이터에 대한 연구가 활발히 진행되었는데 본격적으로 운전자가 주행성능을 느낄 수 있는 시뮬레이터가 개발되기 시작하였다. J.A. Greenberg[28]는 드라이빙 시뮬레이터에서 운전자가 이미지 제너레이터로 구현된 노면조건과 음향을 전방 스크린을 통해 인지하고 조작하는 시뮬레이터를 설계하여 적용하였고, GM과 MTS에서도 가시화가 가능한 시뮬레이터를 개발하였는데 운동시스템 없이 고정베이스로만 구성되었다.[29,30] 미국의 아이오와 대학의 캐드센터에서는 스튜어트 플랫폼 형식의 시뮬레이터를 개발하여 발표하였는데 IDS(Iowa Driving Simulator)는 이전의 시뮬레이터에서 향상된 다자유도의 구조를 채택하였고,[5] 미국의 Dynamic Research Inc.(DRI)에서는 DRI 시뮬레이터를 개발하여 적용하였다.[1] Ford의 Y. Rui[31]는 효과적인 노면데이터를 이용하여 다축 주행 시뮬레이터의 가진에 대한 알고리즘을 개발하여 실차의 동

특성을 해석하였는데 이 시뮬레이터는 반복 개선작업이 첨부된 6자유도 주행 모의실험이 가능하였다.

최근들어 국외의 선진기업에서는 국가적 차원으로 NADS(National Advanced Driving Simulator)를 개발하는데 박차를 가하고 있으며, 6자유도의 스튜어트 플랫폼에 종방향, 횡방향 레일 그리고 요방향의 360° 회전 테이블을 추가하여 운동범위를 크게 넓히고 유압 액츄에이터를 이용하여 50Hz의 높은 주파수 운동을 구현하고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.[32),33),34),35)]

국내에서는 김홍섭,[36)] 김영일[37)]등이 기아 기술논문에서 차량 주행상태에서의 실험실 구현실험에 대하여 소개하였는데 자동차가 주행중 노면 불규칙성으로 인하여 받는 상하진동을 실험실내에서 4축의 유압 액츄에이터로 구현함으로서 자동차 자체의 내구강도 및 승차감을 평가할 수 있는 주행 모의실험에 대하여 연구하였다. 시뮬레이터의 기구학적 해석에 대한 설계이론은 배대성,[38)] 김정태,[39)] 변용규,[40),41)] 등에 의하여 제시되었고 김명규[42)]와 박주연[43)]은 기구학적 구속조건을 가지는 시스템의 모델링 및 정역학적 해석에 관하여 연구하였다. 다축 시뮬레이터의 구동부인 유압 액츄에이터의 설계와 동특성 해석은 이순복[44)]과 서정용[45)]에 의해 연구되었으며 이운성[46)]과 박경균[47)]은 차량 시뮬레이터의 가시화에 역점을 두고 많은 노력을 하였다. 현재 실시간 차량 시뮬레이터는 시각/음향시스템, 운동시스템 및 제어 힘 로딩 시스템을 포함하는 시뮬레이터를 개발하기 위한 연구가 진행 중이지만 유압 액츄에이터를 실제 노면조건과 일치하게 입력신호로 주어 다축 주행 모의실험을 위한 시뮬레이터의 설계와 기구학적 해석, 그리고 외국산 소프트웨어에 의존하고 있는 노면형상 구현 알고리듬에 관한 연구는 아직 기대에 미치지 못하고 있다. 따라서 본 연구에서는 다축 유압 시뮬레이터의 핵심 알고리즘인 구현 프로그램을 개발하고 아울러 국내실정에 맞는 실차의 주행 모의실험 및 응용에 주안점을 두고 연구하였다.

1.3 연구내용 및 방법

다축 유압 시뮬레이터를 이용한 차량 모의실험은 크게 2가지로 주행 모의실험과 다축 주행 모의실험으로 나눌 수 있다. 노면의 불규칙에 의해 발생되는 상하진동은 현가 장치를 통하여 차체로 전달되며 차체에 굽힘 및 비틀림 진동을 일으켜 차체는 피로하중을 받게 되는데 이러한 차량의 주행 중 발생되는 상하진동을 실험실내에서 구현하는 방법이 주행 모의실험이라고 한다. 주행 모의실험은 차량의 주행진동을 구현함으로서 주로 차체의 내구강도와 승차감 평가에 이용된다. 주행 모의실험과 상대적으로 훨이 받는 4가지 요소인 연직하중(vertical force), 전후하중(longitudinal force), 제동하중(brake force), 횡하중(lateral force)을 동시에 복합적으로 구현하는 방법을 다축 모의실험(multi-axial simulation)이라고 하는데 이는 차체의 내구강도 뿐만 아니라 현가장치, 차축 등의 내구강도도 평가할 수 있다.[11] 다축 유압 시뮬레이터는 차량이 주행 중에 받을 수 있는 4가지 요소의 하중을 구현시키는 방법에 따라 Table 1.1과 같이 분류 할 수 있다. 선진 자동차 회사에서는 전 차량의 가진 시뮬레이터를 개발하여 활용하고 있고,[48),49)] MTS Co.와 Schenck Co.는 1960년대부터 가진 주행 시뮬레이터를 개발하여 현재 6자유도 16채널의 다축 주행 시뮬레이터를 개발하였다.[50),51),52)] Fig. 1.1은 MTS Co., Fig. 1.2는 Schenck Co.의 다축 주행 시뮬레이터이며 국내 자동차 메이커에서 장착하여 사용하고 있다.

본 논문은 4축 동시 구동 알고리즘 개발영역, 노면형상 계측 알고리즘 개발영역, 구현 알고리즘 개발영역으로 분류할 수 있으며 각각의 개발영역들은 상호연관성을 가지고 개발하였는데 영역별 내용은 다음과 같다.

첫 번째로 4축 유압 시뮬레이터의 구동부인 유압 액츄에이터는 변위 제어의 경우 일반적으로 P제어를 이용하여 피드벡 루프(feedback loop)를 구성하여 위치를 추적해 간다. 이때 게인값 조정을 위해 단위 계단함수를 입력하여 과도응답을 구하였으며 이를 바탕으로 각각의 축에 대한 변위와 서보 컨트롤러의 증폭기 이득과의 상관관계를 검토하였다.

Table 1.1 Classes of road simulator[36)]

Item	Single-axial	Multi-axial			
Ch. Number	4 ch.	6 ch.	8 ch.	12 ch.	16 ch.
force	vertical	vertical, lateral, longitudinal	vertical, lateral, longitudinal, brake	vertical, lateral, longitudinal	vertical, lateral, longitudinal, brake
test porpose	vehicle body endurance	suspension & axle endurance	suspension & axle endurance	vehicle body suspension & axle endurance	vehicle body suspension & axle endurance
application	noise & vibration, squeak, rattle	noise & vibration, squeak, rattle	noise & vibration, squeak, rattle	noise & vibration, squeak, rattle	noise & vibration, squeak, rattle

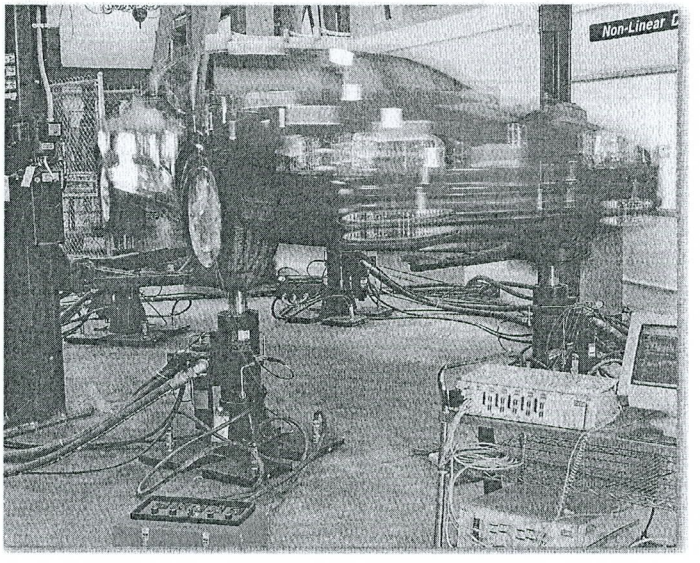


Fig. 1.1 Multi axes simulator of MTS Co.

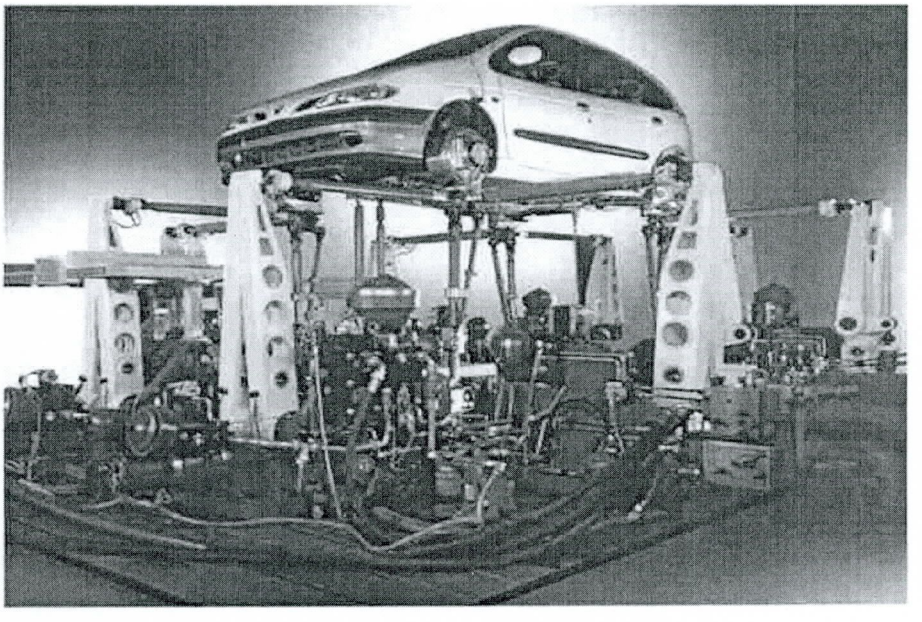


Fig. 1.2 Multi axes simulator of Schenck Co.

두 번째로 기준이 될 노면형상을 계측하였다. 노면형상의 경우 센서위치에 따른 변위신호를 구해야 하는데 절대적인 변위를 측정하기 위하여 가속도 센서를 이용해 FIR 필터를 설계하였다. 이때 구해진 가속도신호를 아날로그필터 기법을 사용하였으며 만족할 만한 변위신호를 구할 수 있었고 시뮬레이터를 이용하여 신뢰성을 확보할 수 있었다. 이를 바탕으로 현재 국내의 2000 cc급 자동차를 이용하여 ISO, JASO 규격에 맞추어 실험을 행하였다.[37]

세 번째로 개발된 프로그램을 이용하여 실험에 의해 구해진 노면형상을 입력하여 실제 실험을 수행함으로서 노면형상 구현 알고리즘의 타당성을 검증하였다. 이 과정에서 실험차량의 현가장치와 타이어가 비선형이기 때문에 초기 구동화일에 대한 응답신호는 요구되는 신호와 차이가 발생하였는데 이 오차는 반복 개선작업을 통하여 최소화시키면서 응답신호가 요구신호에 일치하도록 반복작업을 되풀이하였다.

Fig. 1.3은 본 논문에서 사용된 4축 유압 시뮬레이터의 노면형상 구현에 관한 개념도이다.

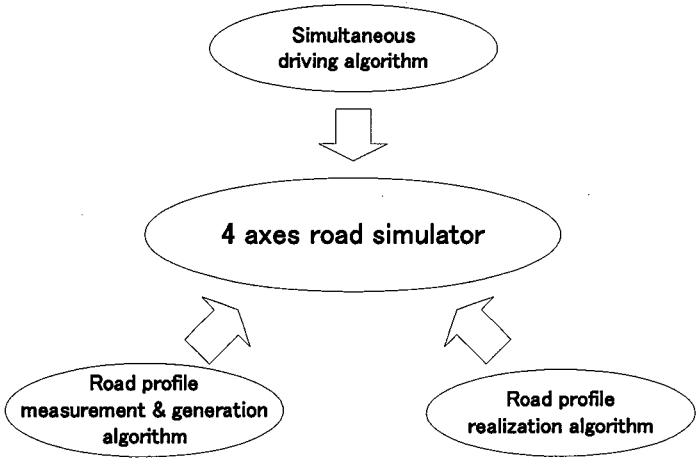


Fig. 1.3 Key research area of 4 axes hydraulic simulator

제 2 장 4축 유압 시뮬레이터의 구성

4축 유압 시뮬레이터는 크게 유압 액츄에이터, 컨트롤러, 데이터 처리장치, 유압원으로 구성되어 있으며 액츄에이터를 가진시키면서 4축에 상하 방향의 변위, 주파수 등의 입력변수를 주어 노면형상을 구현할 수 있도록 설계・제작하였다. Fig. 2.1은 실험에 사용된 4축 유압 시뮬레이터이고 Fig. 2.2는 시뮬레이터의 구성도를 나타낸 것이다.

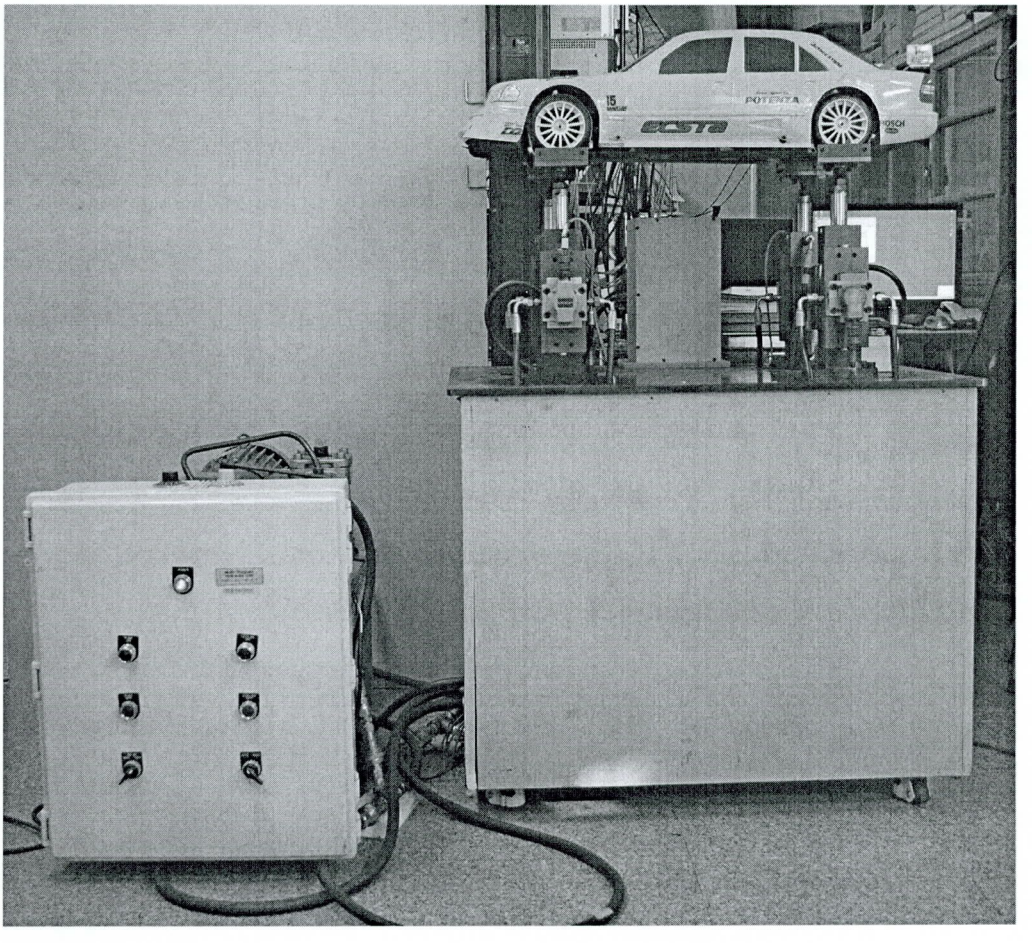


Fig. 2.1 4 axes hydraulic simulator

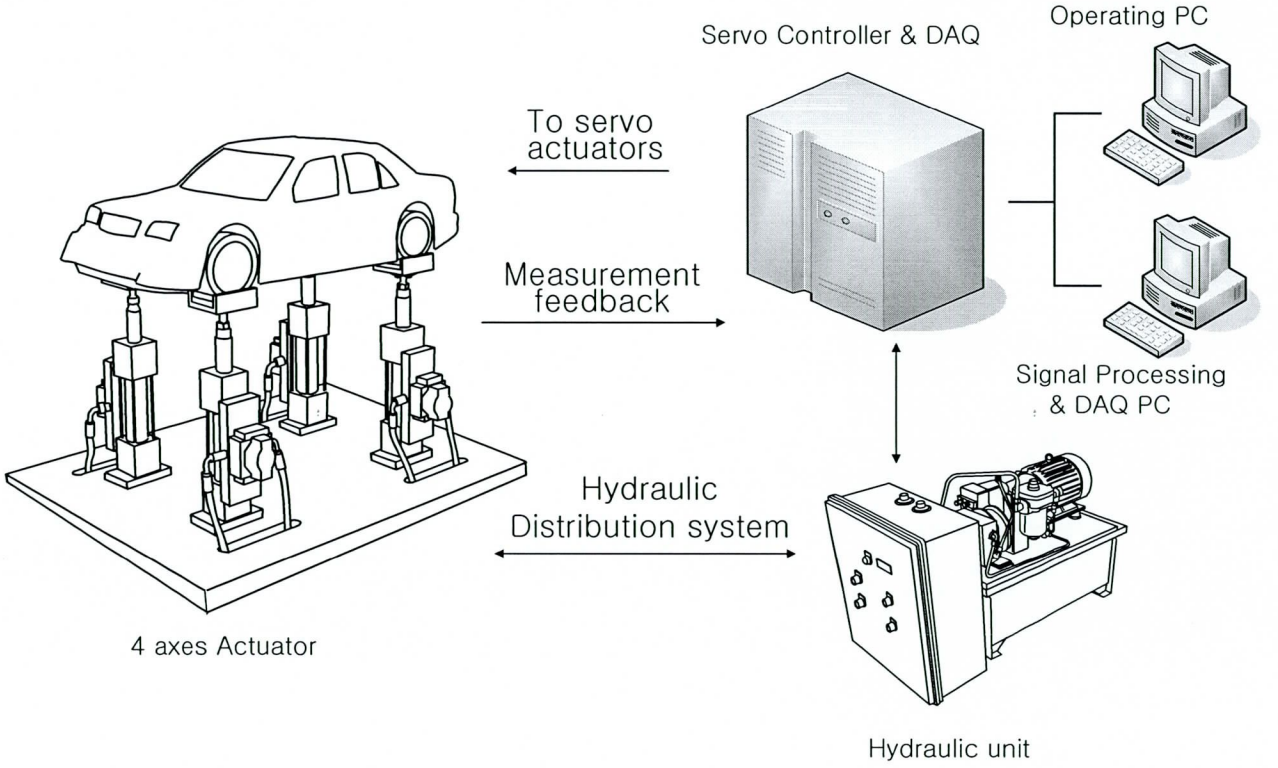


Fig 2.2 Schematic diagram of 4 axes hydraulic simulator

2.1 유압 액츄에이터

유압 액츄에이터는 유압원으로부터 공급되는 유체의 압력을 기계적 에너지로 변환하는 장치를 말하며 운동방식에 따라 직선운동을 하는 유압 실린더, 회전운동을 하는 오일모터와 요동운동을 하는 요동실린더로 나눌 수 있다. 본 시스템에 사용된 유압 액츄에이터는 서보밸브를 장착한 복동 실린더를 부착한 액츄에이터이며 주어진 하중과 변위를 견딜 수 있도록 설계·제작하였다. 시스템의 오동작으로 인하여 액츄에이터 내부의 피스톤이 급격히 하강하여 헤드커버와 충돌할 때 유압 액츄에이터가 파손되는 것을 방지하기 위하여 유압 액츄에이터 상하 내부에 쿠션장치를 설치하였다. 또한 피스톤의 위치감지 및 시스템 제어를 하기 위하여 피드백 정보를 전달하는 유압 변위센서(hydraulic displacement transducer)를 설치하였으며 고장이 생길 경우 수리를 원활히 하기 위하여 니이들 밸브를 사용하였고 전기적 입력신호에 비례하여 정확하게 액츄에이터에 유량을 공급해 주는 서보밸브를 장착하였다.

Fig. 2.3는 유압 액츄에이터의 설계도면이고 Fig 2.4은 유압 액츄에이터의 조립도이다.

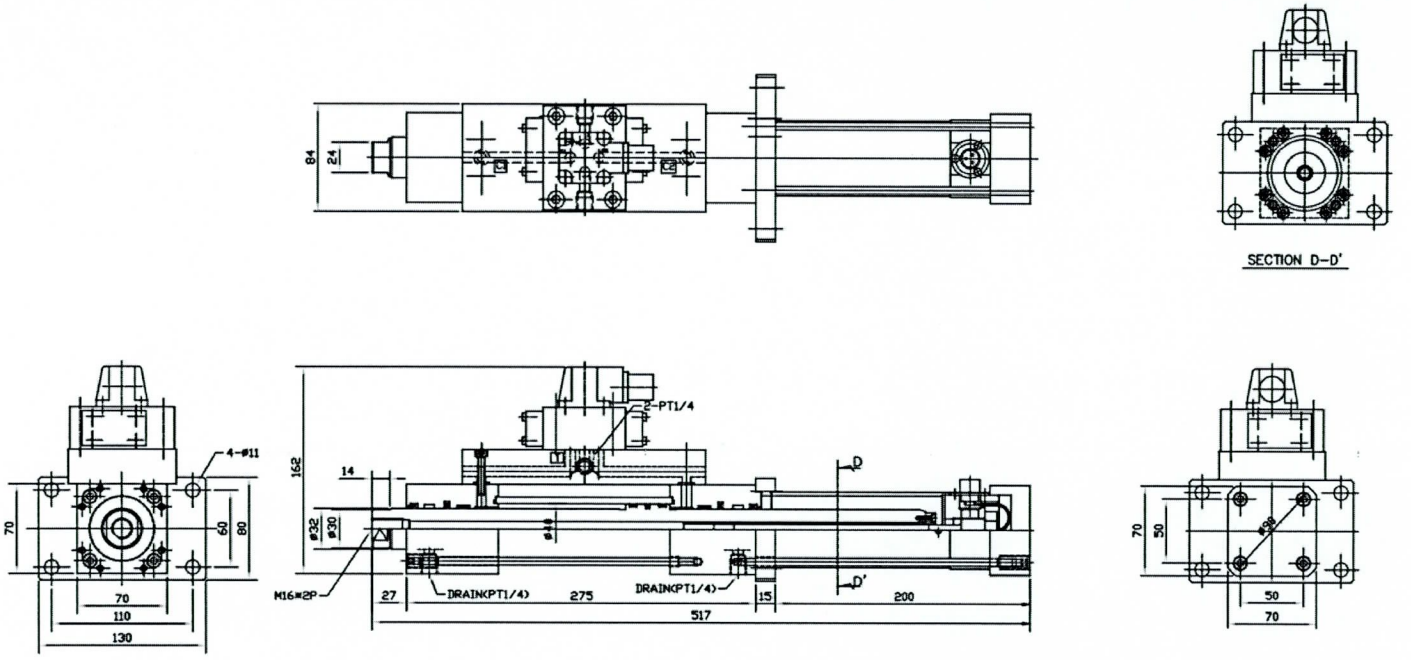


Fig 2.3 Configuration of 4 axes hydraulic actuator

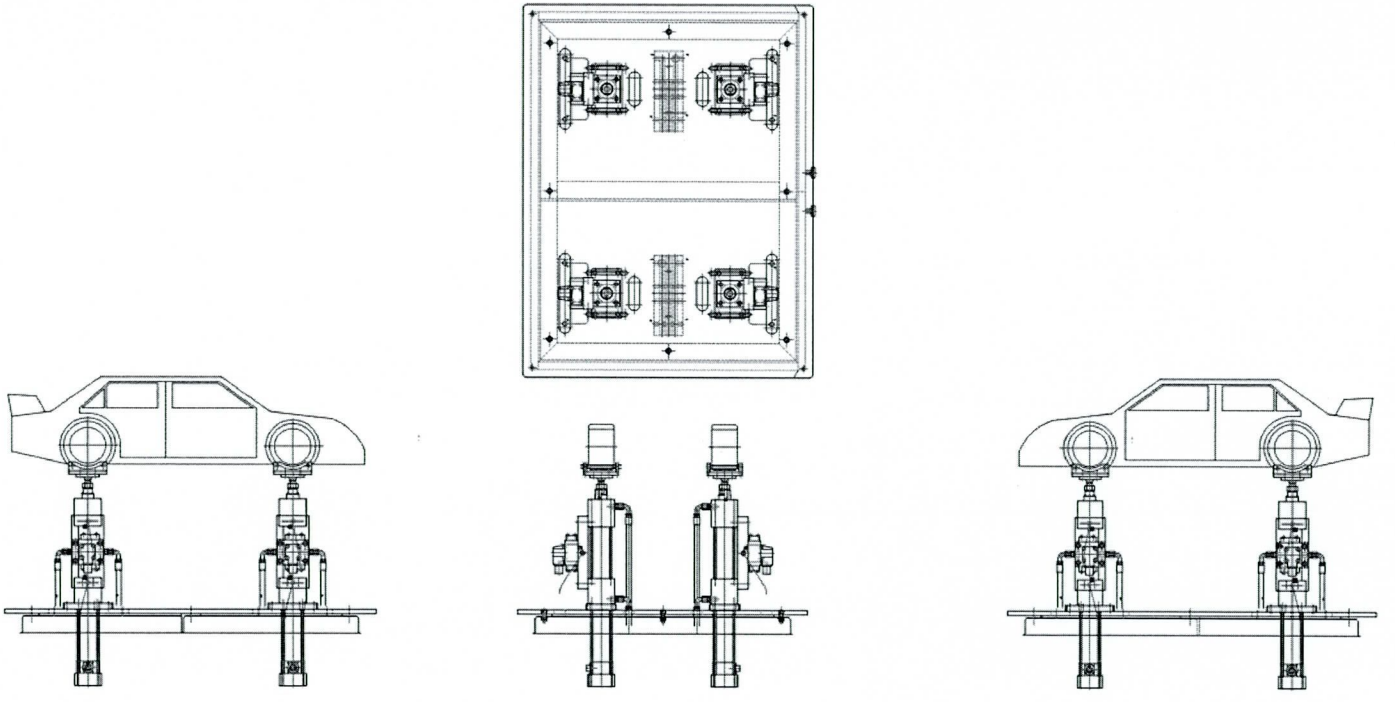


Fig 2.4 Assembly of 4 axes hydraulic actuator

2.2 서보밸브

유압 액츄에이터에 장착된 서보밸브는 현재 널리 사용되고 있는 노즐 플래퍼 방식의 2단 서보밸브를 사용하였다. Fig. 2.5은 서보밸브의 구조도이다.

서보밸브는 입력전류를 플래퍼의 변위로 변환하는 토크모터부, 플래퍼의 변위를 유압의 압력차로 변환하는 유압 전단 증폭부 그리고 주회로의 유량을 제어하는 주스플부의 3개부분으로 구성되어 있으며 입력전류가 0인 경우 플래퍼는 양쪽 노즐로부터 같은 거리에 있게 되고 양 노즐로 부터는 같은 양과 같은 압력의 기름이 분출하여 양쪽 노즐의 배압이 평형을 이루도록 설계되었다.[54] 그러나 토크모터에 전류가 입력되어 플래퍼가 움직이기 시작하면 이 평형이 불완전해짐으로 인해 노즐 배압이 변화하는 원리로 작동한다. 채택된 서보밸브의 히스테리시스는 3%이내이며 주어진 입력에 대하여 부하가 0인 경우 부하가 거의 없다. 입력전류를 정현파로 주고 주파수를 변화시켰을 때의 출력유량의 특성은 낮은 주파수 범위에서는 입력전류와 출력유량의 곡선이 일치하지만 주파수가 높아짐에 따라서 위상지연이 생기며 전류값에 대한 유량의 추종성이 저하된다. 위상지연에 관한 특성은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_d = T_d \times f \times 360° \tag{2.1}$$

여기서 P_d는 위상 지연각(deg), T_d는 지연시간(sec), f는 주파수(Hz)이다.

또한 유량에 관한 특성은 다음 식과 같이 나타낼 수 있는데 입력전류와 출력유량의 비는 게인특성이라 하며 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$A_r = 20\log_{10}\frac{O_d}{I_d}\,[\mathrm{dB}] \tag{2.2}$$

Fig. 2.6는 4축 유압 시뮬레이터에 장착된 서보밸브의 사진이다.

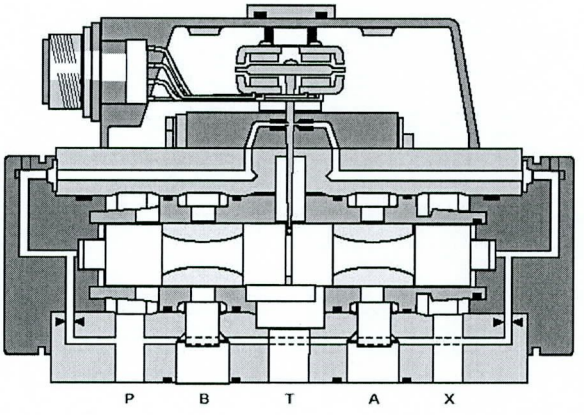


Fig. 2.5 Schematic diagram of servo valve[53)]

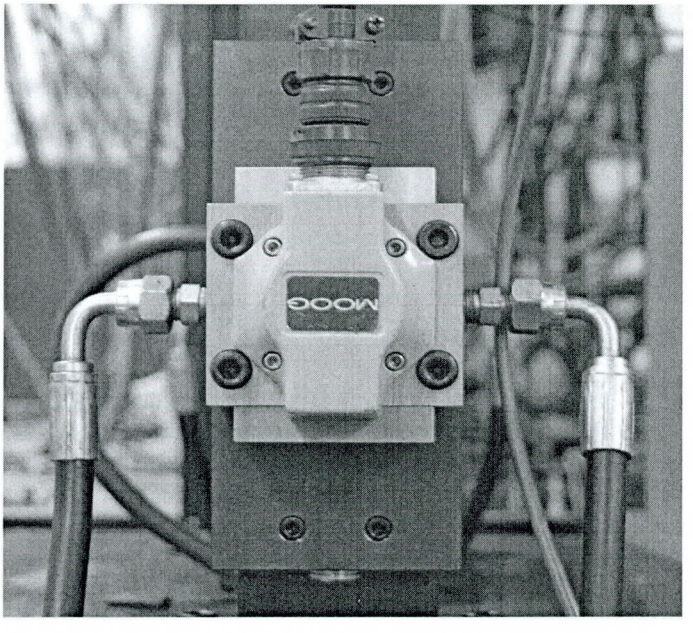


Fig. 2.6 Servo valve of 4 axes hydraulic simulator

4축 유압 시뮬레이터에서 실린더의 크기를 결정하기 위해 필요한 가진력은 다음 식에 의하여 계산된다.[33)]

$$F = m \cdot a_{max} = \frac{W}{g} \cdot a\omega^2 \tag{2.3}$$

여기서 F는 가진력(kg_f), W는 부하중량(kg_f), g는 중력가속도(m/sec^2), a는 진폭(m) 그리고 각속도 $\omega = 2\pi f$ (rad/sec)이다. 원하는 가진을 요구하는 값에 대입하여 정리하면 다음과 같이 가진력을 계산할 수 있다.

$$F = \frac{100}{9.8} \times 0.1 \times (2\pi \times 20)^2 = 1611.4 kg_f$$

유압 액츄에이터의 실린더 사이즈는 펌프 공급압력을 $210 kg_f / cm^2$, 서보밸브의 압력손실을 $70 kg_f / cm^2$, 실린더 공급압력을 $140 kg_f / cm^2$로 가정하면 실린더 면적은 다음과 같이 계산된다.

$$A_c = \frac{F}{P_c} = \frac{1611.4}{140} = 11.5 cm^2 \tag{2.4}$$

여기서 A_c는 실린더 단면적(cm^2)이고 P_c는 공급압력(kg_f / cm^2)이다.

계산된 값에 근사하도록 액츄에이터 로드직경을 32mm 액츄로 하고 액츄에이터 내경 40mm, 유압면적 $7.07 cm^2$인 유압 액츄에이터를 선정하였다. 연직방향 액츄에이터는 실제 노면에 입력신호를 주었을 경우 받는 하중이 가장 크기 때문에 유압면적을 크게 주었고 전후방향과 횡방향의 액츄에이터는 $5.08 cm^2$로 다소 작은 유압면적을 가지도록 설계하였다. 서보밸브의 용량은 다음 식에 의하여 계산하였다.

$$Q_c = A_c \cdot V_{\max} = A_c \cdot a \cdot \omega \tag{2.5}$$

여기서 Q_c는 출력유량(l/min), A_c는 실린더 단면적(cm^2)을 나타낸다.

서보밸브는 실제로 계산된 용량보다 큰 용량을 갖는 모델을 선정하여 무그사의 J761-3005 모델을 채택하였다.

2.3 유압 공급장치

각 축을 동시 구동할 때 충분한 유압을 서보밸브에 보내 주기 위하여 유압 공급장치의 오일탱크는 100 l의 용량을 갖도록 설계하였으며 다음 식에 의하여 계산된 펌프용량은 28 l/min이며 내접기어 펌프를 채택하였다.

$$Q_P = \{(Q_E + Q_I)/\frac{\pi}{2}\} + Q_R \tag{2.6}$$

여기서 Q_P는 펌프용량(l/min), Q_E는 실린더 요구유량(l/min), Q_I는 펌프내 유출량(l/min) 그리고 Q_R는 릴리프 유량(l/min)이다. 유압 공급장치에 사용된 유압모터의 용량은 다음 식에 의하여 계산하였다.

$$L_M = \frac{Q_P \times P}{612 \times \eta} \quad [KW] \tag{2.7}$$

여기서 L_M은 모터용량, P는 펌프의 공급압력, η는 펌프 전효율이다. 계산된 결과값에 의하여 유압모터는 1.5 kW의 3상 모터를 채택하였다. Fig. 2.7는 설계된 4축 유압 시뮬레이터의 유압회로이며 Fig 2.7 은 유압 공급장치의 조립도를 그린 것이다.

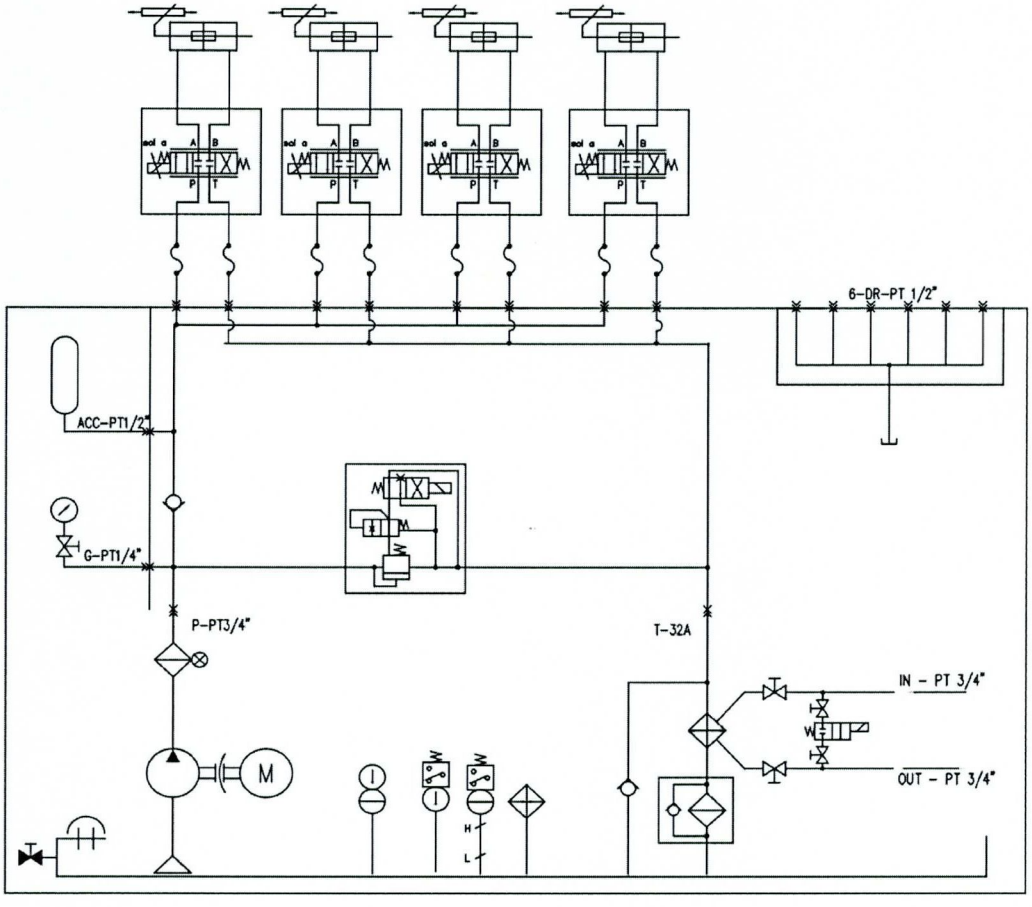
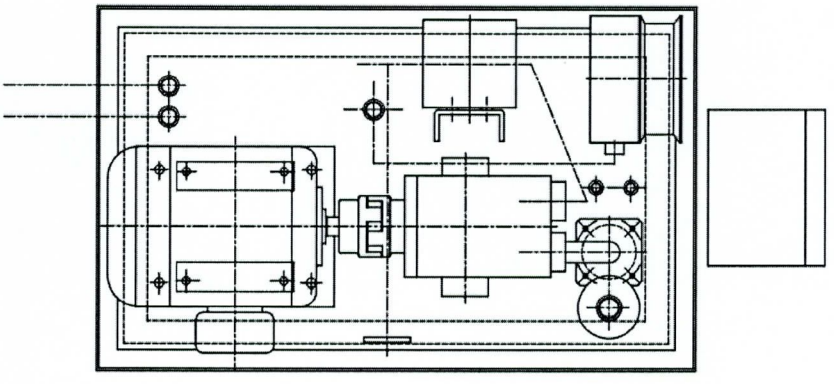


Fig. 2.7 Hydraulic circuit of 4 axes hydraulic simulator



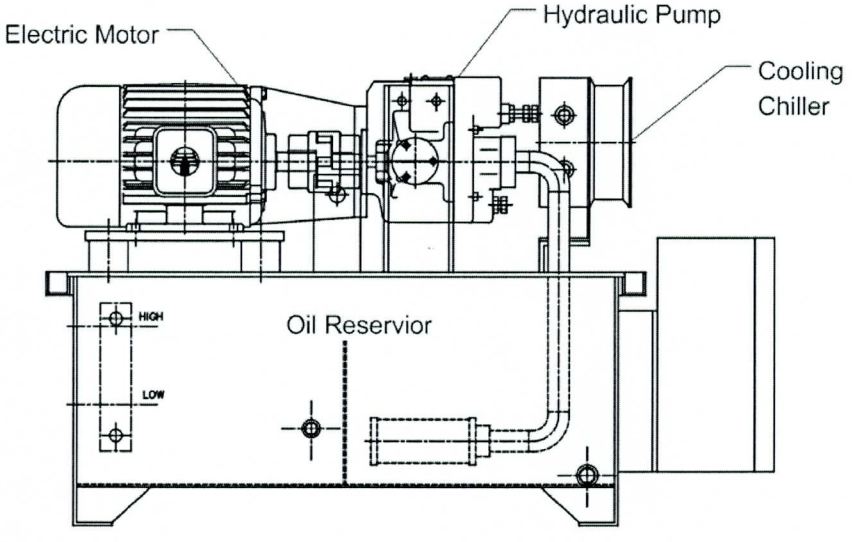


Fig. 2.8 Assembly of hydraulic unit

2.4 서보 컨트롤러

4축 유압 시뮬레이터의 서보 컨트롤러(G122-202)는 증폭기 이득을 정적 및 동적 성분의 미세조정이 가능하고 각 축을 독립적으로 변위 데이터의 결과를 입력 받을 수 있도록 되어 있다. 또한 가진시에 발생되는 변위 혹은 가속도 데이터는 액츄에이터에 부착된 변위센서와 외부에 장착된 가속도계에 의하여 검출되며 이것을 피드백 신호로 사용하여 PC로 부터 입력되고 있는 신호와의 편차가 0이 될 때까지 액츄에이터를 작동하게 되므로 액츄에이터는 입력신호에 따라서 정해진 동작을 하게 된다.

Fig. 2.9은 4축 유압 시뮬레이터의 서보 컨트롤러와 신호처리 장치를 찍은 사진이다.

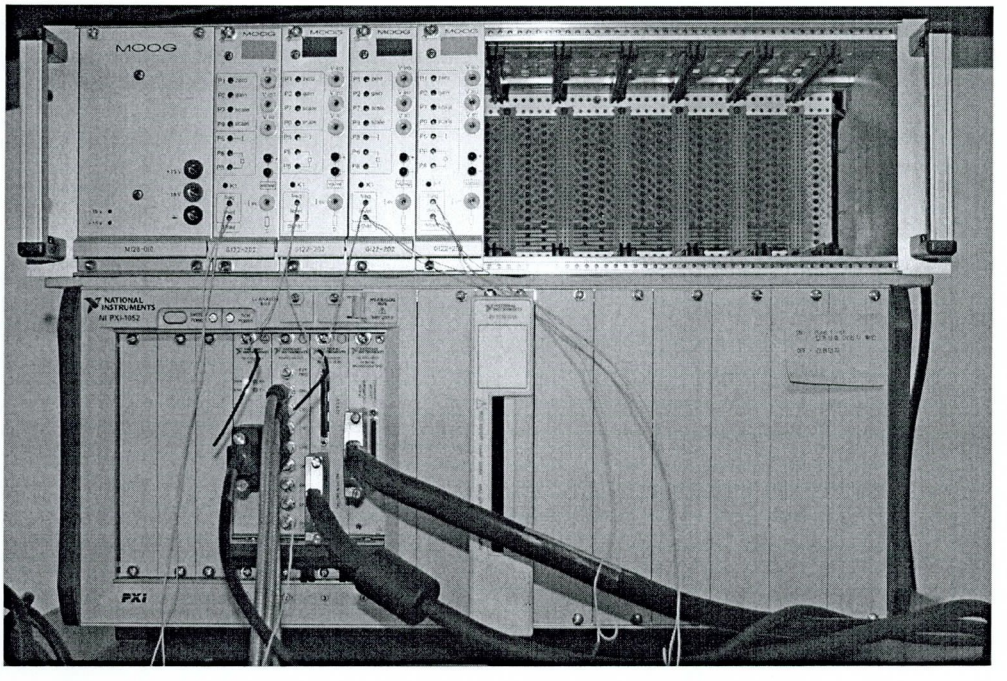


Fig. 2.9 Servo controller and signal processing unit of 4 axes hydraulic simulator

2. 5 신호처리 장치

신호처리 장치의 구성은 Table 2.1와 같다.

Table 2.1 Specification of signal processing unit

Module	spec.	No. channels
Main Interface	MXI-4 · PCI control of PXI/CompactPCI · 78MB/s sustained throughput	
LVDT	· SCXI(signal conditioner) · Programmable input range per channel (0.05 to 6Vrms) · Multichannel synchronization · 333kS/s maximum sampling rate · Lowpass filter(250Hz)	8 ch
Acceleration	· 24-bit resolution · 110dB dynamic range · 102.4 kS/s maximum sampling rate · 45 kHz alias-free bandwidth · Multiple-device synchronization	8 ch
A/D	· 16-bit resolution · 250kS/s maximum sampling rate · Programmable lowpass filters	32 ch
D/A	· 13-bit resolution · 800kS/s Update Rate · Digital triggering and external clocking · Simultaneous updates	32 ch

다축 시뮬레이터에서 축의 수가 많아짐에 따라 신호를 동기화 시키는 부분이 가장 큰 비중을 차지한다. 이를 해결하기 위해 병렬 컴퓨터인 VME, VXI와 PXI를 고려해본 결과 최신 기술을 적용시키고 비교적 경제적인 PXI를 선정하게 되었다.

신호처리 시스템의 하드웨어는 National Instrument사의 PXI(PCI eXtensions for Instrumentation)를 기반으로 사용하였는데 PXI는 PCI 전기적 버스 기능을 CompactPCI의 견고한 모듈형 유로카드(Euro card) 기계식 패키징에 통합시키고 특수 동기화 버스와 주요 소프트웨어 기능들을 추가한 것으로서 기존에 사용되었던 고가의 VME나 VXI를 대체할 수 있었다. 이를 통해 PXI는 측정 및 자동화 시스템을 위한 성능은 높은 동시에 비용은 낮은 배치 플랫폼으로 평가받고 있다.

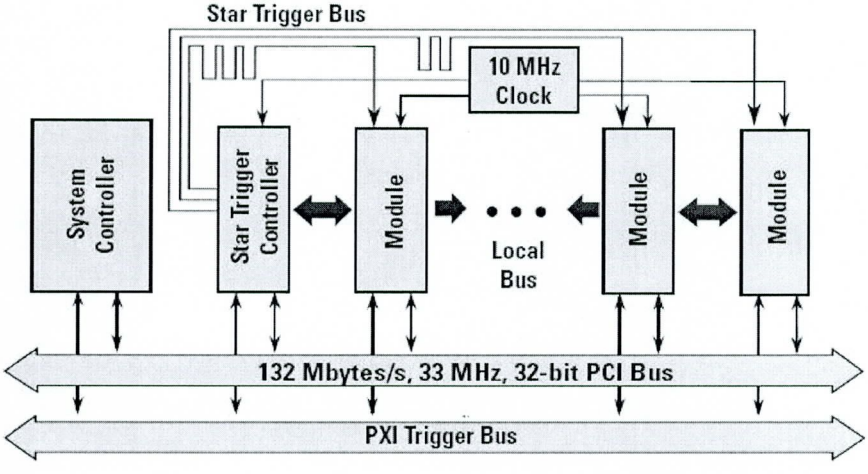


Fig. 2.10 Signal flow diagram of PXI[55)]

습득된 데이터와 PC와의 통신을 위한 MXI-4 인터페이스는 78MB/s PCI-PCI 브리지를 사용자의 PC로부터 PXI 섀시에 제공함으로써 기존 PC의 33MB/s를 극복하고 대용량의 데이터를 동기화할 수 있었다.

Table 2.1에 나타난 바와 같이 가속도, 변위 및 아날로그 입·출력 모듈을 통합

형으로 신호 컨디셔닝이 가능하고 PCI 버스와 타이밍 및 트리거링 버스를 갖춰 정확한 동기화가 가능하였다. Fig 2.10 은 신호처리 장치의 내부 흐름을 나타내는 선도이다.

소프트웨어는 신호의 입출력 부분은 LabVIEW 8.0을 이용하였고 내부 알고리듬 및 프로그램은 Microsoft사의 Visual Studio.Net 의 Visual C++.Net을 사용하였다.

제 3 장 4축 유압 시뮬레이터의 알고리즘

3.1 동시 구동 알고리즘

4축 유압 시뮬레이터에서 가장 기본이 되는 유압 액츄에이터의 4축 동시 구동을 하기 위하여 4축 동시 구동 프로그램을 개발하였다. 4축 유압 시뮬레이터는 노면형상의 비선형성과 다채널의 입력신호를 구현할 수 있어야 하는데 이를 위해서는 4축을 동시에 구동할 수 있는 알고리즘이 필수적이다. 4축 동시 구동 프로그램은 그래픽 구현 기간의 단축과 상용화를 위하여 National Instrument사의 LabVIEW 8.0[55]을 이용하였다.

프로그램 개발 중 입력과 출력을 동시에 한대의 PC에서 구현하기에는 여러 가지 제약 사항으로 인하여 입력과 출력을 담당하는 각각의 전용 PC를 이용하였다.

PC에서 보내어진 입력신호는 D/A 보드를 거쳐서 서보밸브로 보내어지며 일정한 파형의 입력신호를 받는 액츄에이터의 실린더를 구동시키게 된다. 각 축에 부착된 변위센서와 가속도 센서의 측정신호는 A/D 보드에 전달되며 또 다른 신호는 오실로스코프로 전달됨으로서 모니터링이 가능하고 출력신호를 PC에서 데이터베이스화 할 수 있도록 구성되었다. Fig. 3.1은 개발된 4축 유압 시뮬레이터 동시 구동 프로그램의 신호흐름도이다.

3.1.1 출력 프로그램

출력신호는 액츄에이터의 구동 성능면에서 적절한 정현파로 설정하였으며 0~±5 V에서 설정이 가능하도록 하였다. D/A 보드는 National Instrument 사의 M시리즈 모델로 향후 확장성을 고려하여 32채널을 채택하였고 PXI버스를 사용하며 채널은

4축 4채널을 사용하였다.[56] 개발된 프로그램은 4축 동시 구동을 목적으로 하였지만 원하는 조건에 따라 임의의 축만을 구동시킬 수 있도록 제작되었고 트리거 신호를 입력받아 동기화를 시킬 수 있다.[56]

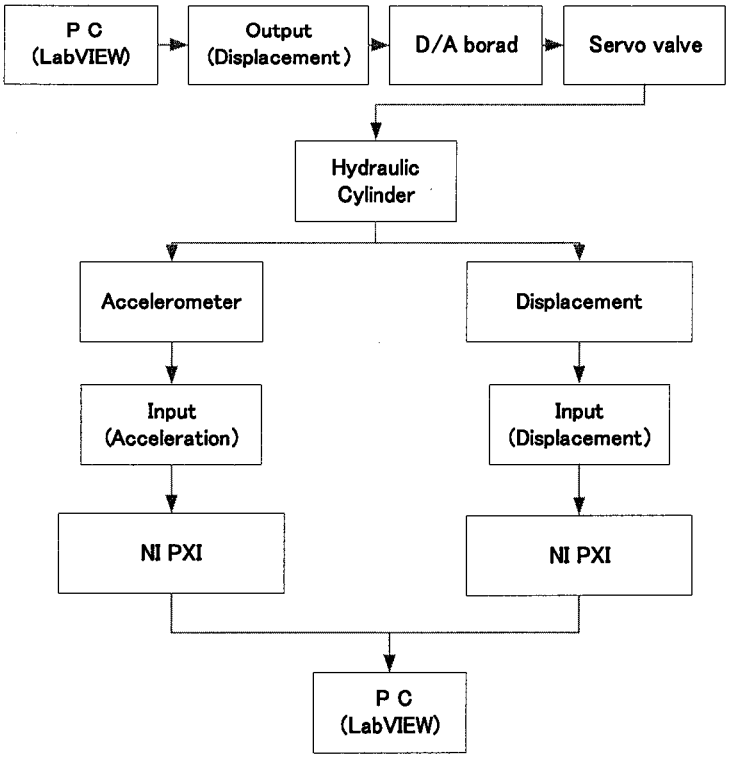


Fig. 3.1 Signal flow diagram of 4 axes hydraulic simulator

Fig. 3.2는 출력 프로그램의 신호흐름을 나타낸 것으로서 입력파형, 주파수와 입력 전압이 내재된 신호는 초기화되어진 D/A 보드를 통하여 서보밸브로 입력되어 4축 유압 시뮬레이터를 가진하게 된다. 또한 시뮬레이터를 구성하고 있는 냉각기, 유압원, 서보 컨트롤러는 가진에 필요한 조건으로 구동하도록 설정하였다. Fig. 3.3은 출력 프로그램의 front panel과 block diagram을 나타낸 것으로서 파일단위의 작업을 할 수

있도록 설계되어 실험 데이터를 데이터베이스화할 수 있다. 실험을 행하여 구해진 데이터의 용량은 샘플링 주파수와 샘플링 시간이 길어짐에 따라 기하 급수적으로 증가하게 된다. 이러한 데이터들을 동시에 구동하기 위하여 DMA(Direct Memory Access)를 사용하였다. 기존의 방식은 데이터가 PC의 메모리에서 CPU를 거쳐 하드디스크로 전송되지만 DMA모드에서는 데이터가 DMA 채널을 통해 CPU를 거치지 않고 곧바로 드라이브로 전송되기 때문에 전송속도가 빨라지며 CPU 점유율 또한 현저히 낮아지게 된다. 그리고 입출력을 위한 인터럽트의 횟수가 줄어들어 멀티태스킹과 고속작업이 유리하여 데이터의 손실 없이 구동할 수 있다.

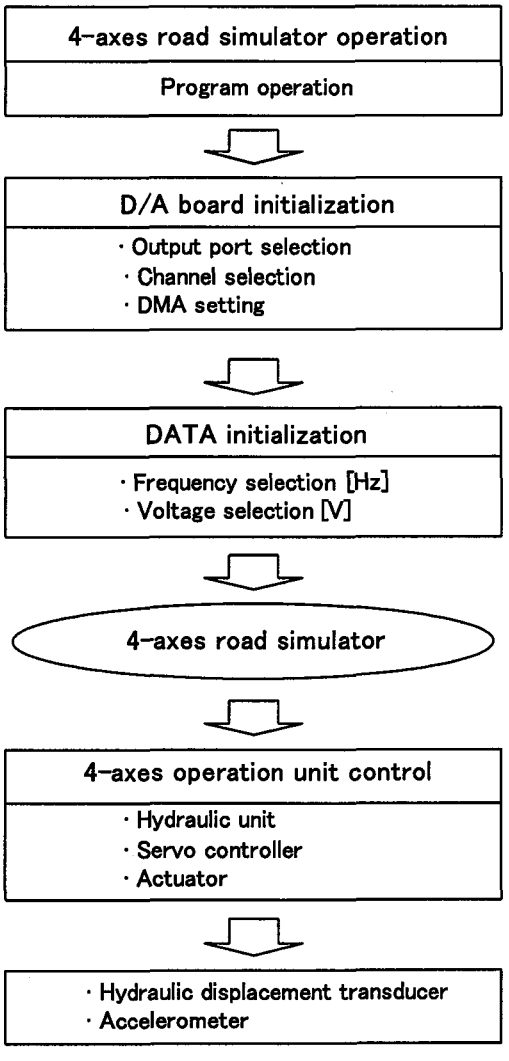
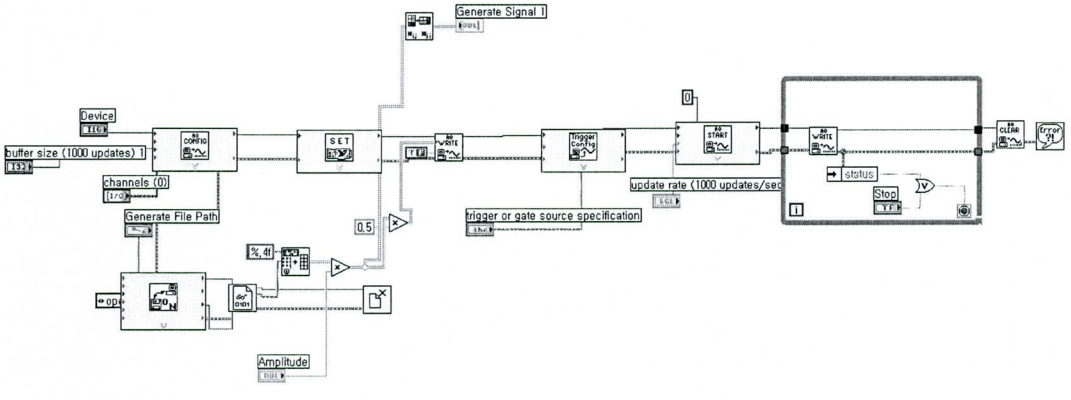


Fig. 3.2 Flow chart of program to drive 4 axes hydraulic simulator

(a) Front panel



(b) Block diagram

Fig. 3.3 Monitoring display of program to drive 4 axes hydraulic simulator

3.1.2 입력 프로그램

A/D보드는 National Instrument사의 32채널의 A/D 전용보드를 사용하였고 PXI 버스를 사용하였다. Fig. 3.4는 입력 프로그램의 흐름도이며 Fig. 3.5는 입력 프로그램으로 실행화면에 해당하는 front panel과 소스에 해당하는 block diagram이다.

변위센서와 가속도센서에서 보내어진 입력신호는 서보 컨트롤러와 A/D보드의 시그널 컨디셔닝 장치에 입력되어 작동을 하게 된다. 입력되는 신호는 가진변위와 그때의 가속도 입력이 동시에 고려되므로써 두 조건의 검증이 가능하도록 하였다. 또한 입력되는 신호는 파일로 저장되어 그래픽 프로그램에서 데이터 해석이 가능하도록 링크하였다. 그리고 입력 프로그램에 원하는 축만의 입력신호와 구간별 데이터만을 출력할 수 있는 기능을 포함시켜 4축 주행 시뮬레이터가 가지는 효용성을 극대화시켰다. 또한 반복횟수와 사이클 타임을 옵션으로 주어 구간별 데이터의 입력이 가능하도록 하였다. 화면의 보정계수는 입력되는 데이터의 샘플링 시간을 조정하는 계수로서 저주파수와 고주파수에서의 데이터의 정밀도 보정을 위해서 사용되었다.

본 프로그램은 4축 유압 시뮬레이터뿐만 아니라 다축의 내구성이 요구되는 복잡한 구조물의 실험용으로 활용가치가 높을 것으로 판단된다.

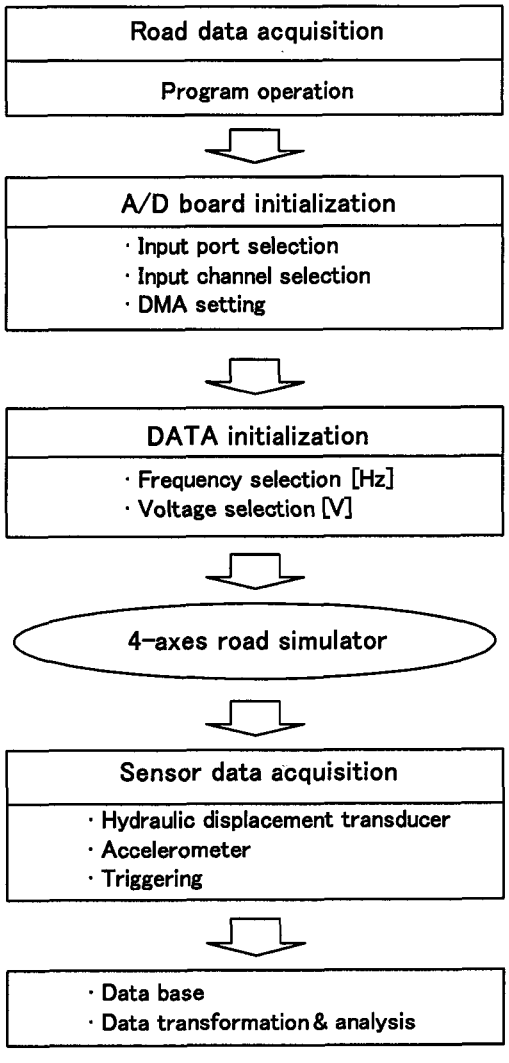
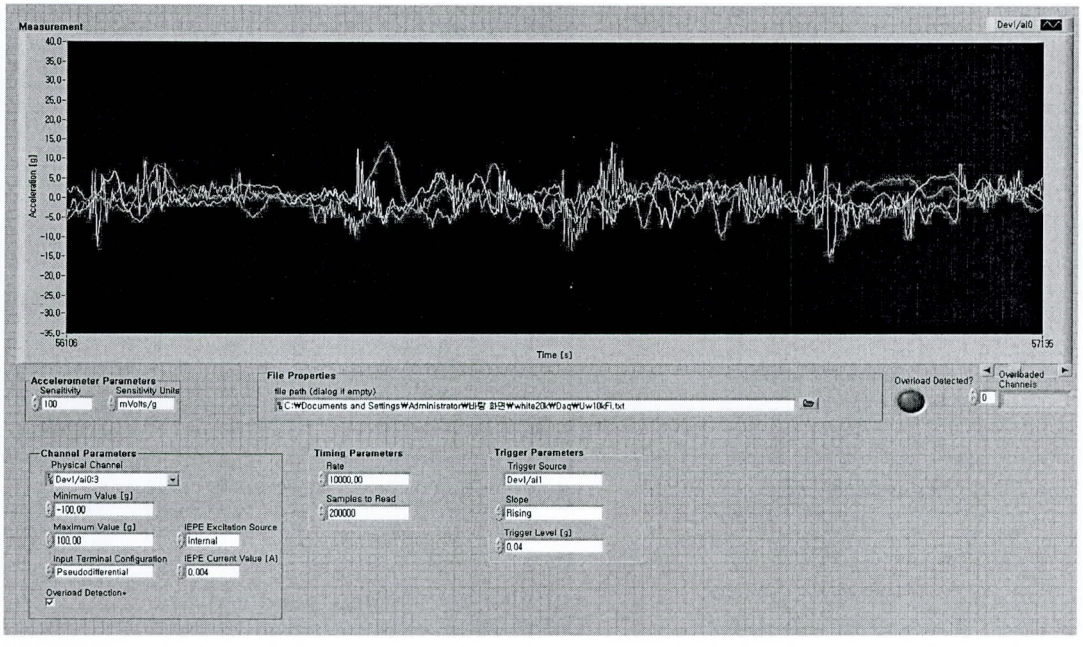
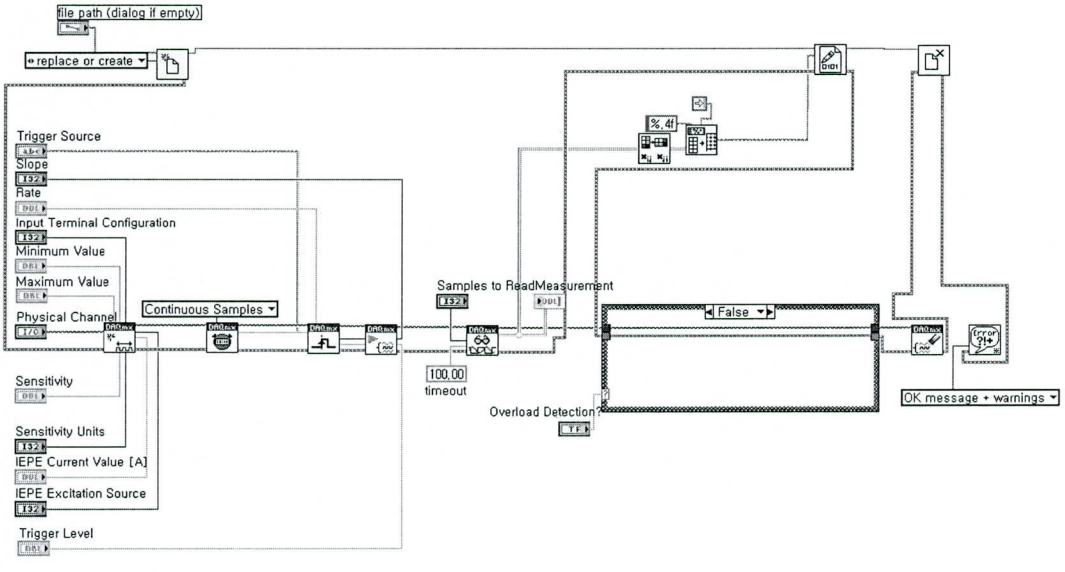


Fig. 3.4 Flow chart of road data acquisition



(a) Front panel



(b) Block diagram

Fig. 3.5 Monitoring display of road data acquisition

3.2 노면형상의 계측 및 생성 알고리즘

주행 중 인 자동차의 승차감이나 동적 응답특성은 주행하는 노면형상에 의해 크게 영향을 받게 되며 또한 특정 주파수 대역의 반복되는 노면 입력은 차체 및 현가계의 각 부품등에 심각한 피로를 누적시키며 누적된 피로응력은 부품의 수명 및 차량의 내구성에 영향을 미치게 되므로 이는 주행환경의 주 인자인 노면의 상태 즉 노면의 불규칙성에 대한 정보를 필요로 하게 한다. 그러나 기존의 실제 노면을 측정하지 못하고 단순한 특정형상이나 랜덤형상으로 노면을 가정함으로서 주행환경변화에 적절히 대처하지 못하였으며 특히 주행 모의실험에 의한 차량 특성평가와 실차실험에 의한 차량특성을 비교 평가하는데 있어서 주행 모의실험의 효용성을 저감시키는 요인이 되어왔다. 따라서 설계 및 해석의 기본 입력자료가 되는 노면형상에 대한 정확한 데이터를 확보·적용하는 것의 필요성이 제기 되어 왔다. 그러나 기존의 절대 노면형상의 측정방법은 많은 측정시간이 소요될 뿐 아니라 실제 도로에서는 교통흐름에 방해가 되거나 경우에 따라서는 교통을 차단할 필요가 있어 현실적으로 적용하기에 한계성이 있다.

이를 극복하기 위하여 노면형상을 이용한 주행 시뮬레이터에 대한 여러 가지 연구가 진행되었다. Fig 3.6는 MTS사에서 만든 차량의 휠에 작용하는 힘을 측정하는 센서로서 대단히 고가의 장비이며 외국차량을 기본으로 하고 있어 국내 차량에 적용하기에는 많은 어려움이 따른다. 이에 국내에서는 Fig 3.7와 같이 현가장치에 변위센서를 설치하는 방법으로 접근이 되고 있다.

결국 전술한 센서들을 이용하여 노면형상에 대한 정보를 수집하고 시뮬레이터에서 구동할 수 있는 노면형상을 형성하는 것이다. 따라서 시뮬레이터의 노면형상은 실차 실험시 측정되어진 부분의 노면형상을 시뮬레이터에서 구동했을 때 실차 실험의 특성과 같은 특성의 구현을 목표로 한다. 이를 바탕으로 하여 본 연구에서는 가속도계를 이용하여 노면형상을 구해 냈으며 이를 Fig. 3.8와 같은 방법에 의하여 노면형상을 계측하였다.

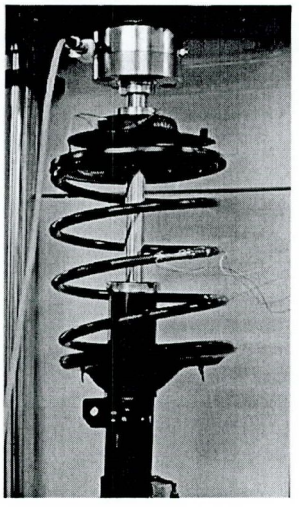


Fig. 3.6 Sensor made by MTS Fig. 3.7 Sensorization of suspension

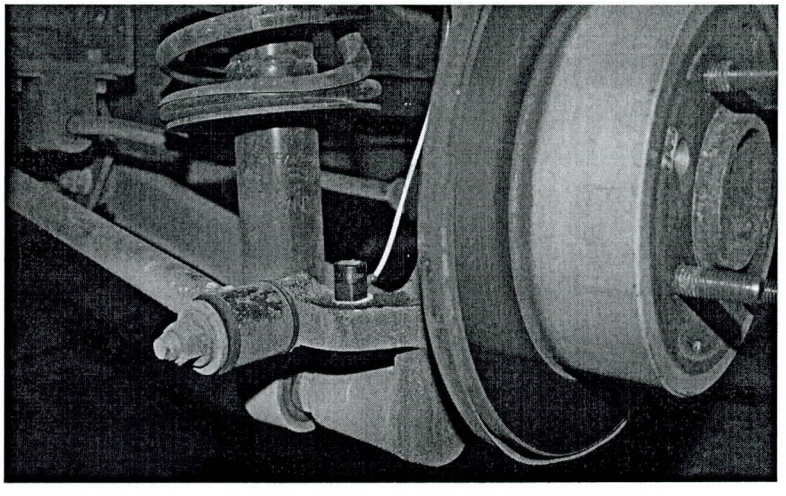


Fig. 3.8 Accelerometer of sensing part

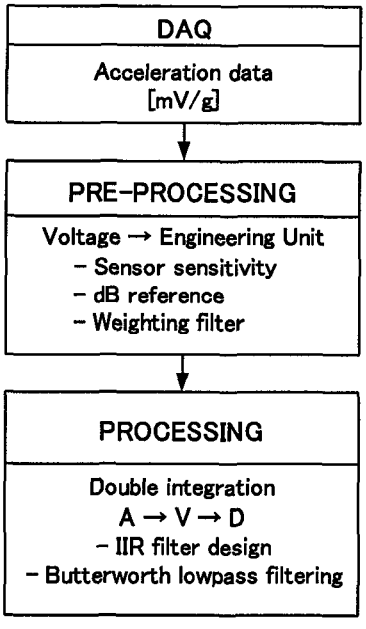


Fig. 3.9 Algorithm to transform acceleration signal into displacement signal

Fig. 3.8에 나타나 있드시 본 연구에서는 가속도 신호를 측정부위에서 습득하게 된다. 습득한 가속도계의 앰프로부터 나오는 출력신호는 일반적으로 전압이나 전하값으로 나오게 되며 일반적인 ICP형태의 가속도계의 경우 전압값으로 출력된다.

Fig. 3.9에 보이는 바와 같이 습득한 가속계의 신호값은 신호처리를 위해 센서의 감도, 윈도우함수, 필터링등의 신호처리 기법을 통하여 EU(Engineering Unit)값으로 변환하고 마지막으로 구한 EU값을 FIR필터와 IIR필터를 설계하여 변위값으로 변환함으로써 가속도계를 통한 변위 신호변환을 하게 된다.

3.2.1 계측 및 생성 프로그램

일반적으로 진동이나 내구성 테스트를 위해 필요한 변위, 속도, 가속도의 정보들은 각각 변위계, 속도계에 지시된 속도, 가속도계를 이용하여 측정값을 산출한다. 그러나 신호처리의 기법을 이용하면 가속도계의 측정값을 산출하는 것만으로도 속도와 변위에 대한 신호를 나타낼 수 있다.

시간에 따른 가속도(a), 속도(v), 변위(x) 사이의 관계는 다음과 같다.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \tag{3.1}$$

이 관계식을 적분하면 가속도로부터 속도 또는 변위를 얻을 수 있다. 그러나 가속도계의 신호값은 아날로그 신호이므로 이를 IIR필터와 FIR 필터의 고주파패스 필터에 적용하여 신호 처리를 하게 되면 변위와 속도 값을 얻을 수 있다. 가속도계로부터 구해진 데이터는 일반적으로 mV이다. 측정된 데이터에 유용성을 부여하기 위해서는 EU(Engineering Unit)으로 변환하여야 한다. 이 과정에서 센서의 감도(mV/g), dB 기준값, 가중 필터값등이 변수로 필요하게 된다. 이를 바탕으로 IIR 필터를 이용해 계수값들을 찾아 FIR 필터들을 설계한다. 이때 FIR 필터는 가속도계 신호에 존재할 수 있는 DC offset을 제거하는 역할을 하며 IIR 필터에서 나타날 수 있는 비선형 위상변화를 보상할 수 있다.

FIR필터를 적용한 신호의 적분은 -20 db/decade의 저주파 통과필터를 적용함으로서 가속도계의 신호를 속도로 변환할 수 있고 -40 db/decade의 저주파통과필터를 통해서 가속도계 신호를 변위로 변환 할 수 있다.

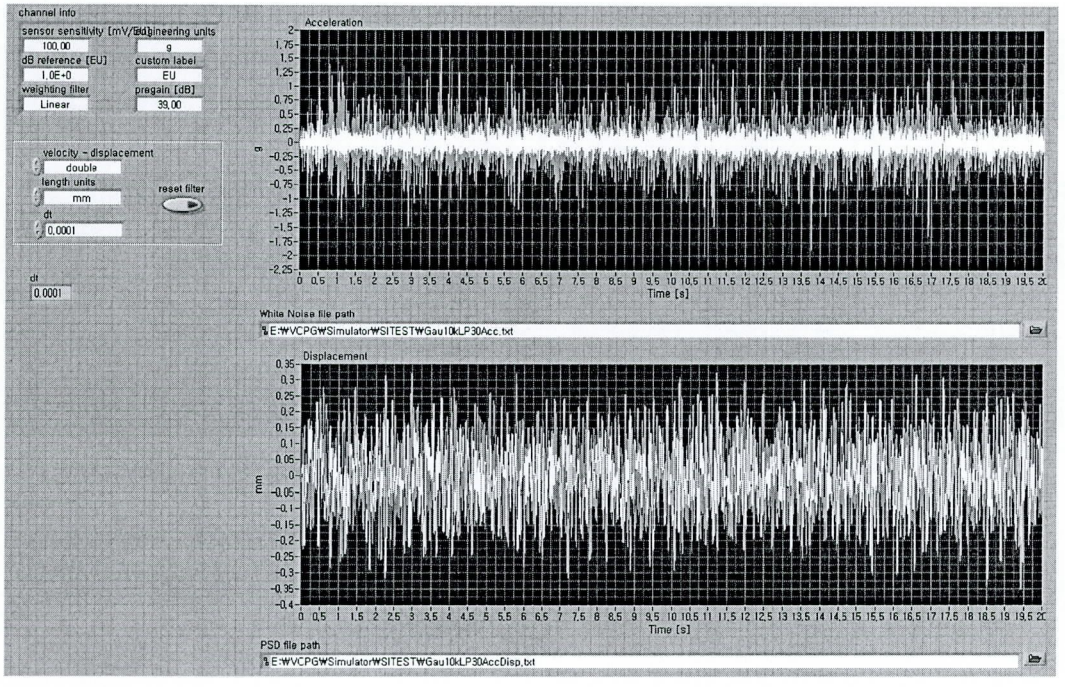
가속도 신호를 속도로 변환하거나 변위로 변환하는 프로그램은 Fig. 3.10과 같다.

가속도계의 감도는 예를 들면 본 연구에서 사용된 가속도계의 Table 3.1에 보인 바와 같이 사용되어지는 가속도계의 보정차트를 참고하여 설정하여 주어야 한다. 프로그램내에서 가속도계의 기본단위는 g를 사용하고 EU단위로 변환하기 위한 표준값은 1.0E+0으로 설정하였고 가중필터는 Linear, A-Weighting, B-Weighting,

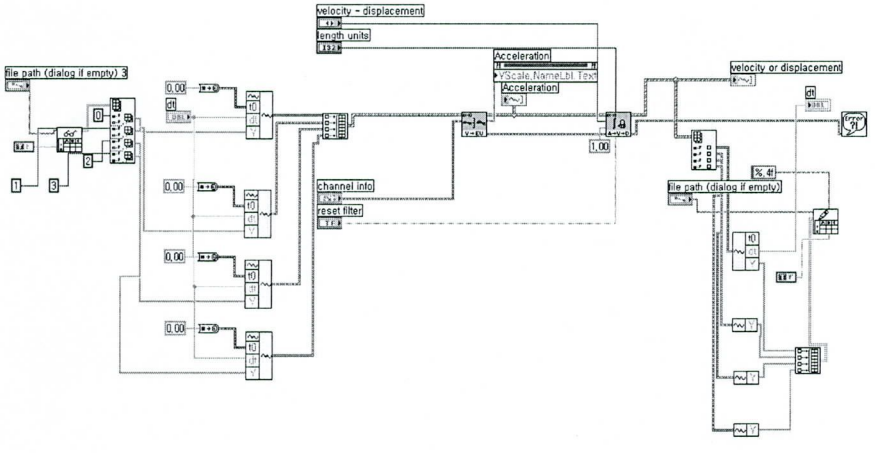
C-Weighting등을 선택할 수 있도록 구성하였다.

Table 3.1 Calibration data of accelerometer

	1 ch	2 ch	3 ch	4 ch
Sensitivity @100.0Hz	97.9 mV/g (9.98 mV/m/s^2)	98.8 mV/g (9.98 mV/m/s^2)	99.0 mV/g (9.98 mV/m/s^2)	98.8 mV/g (9.98 mV/m/s^2)
Discharge Time Constant	2.3 sec	1.5 sec	1.8 sec	1.2 sec
Transverse Sensitivity	2.2 %	1.4 %	1.2 %	1.0 %
Resonant Frequency	59.3 kHz	60.1 kHz	59.6 kHz	59.3 kHz



(a) Front panel



(b) Block diagram

Fig. 3.10 Measurement program for road profile

3.3 노면형상의 구현 알고리즘

실제 노면형상 데이터는 타이어 및 노면의 비선형성으로 인하여 유압 시뮬레이터에 입력하였을 때 완전한 노면형상으로의 구현은 불가능하다. 따라서 초기 입력신호와 출력신호를 구하여 주파수 응답함수(Frequency Response Function : FRF)를 결정하고 입력신호를 계산하는 과정이 필요하며 출력신호의 오차를 줄이기 위한 과정이 필수적이다. 본 연구에서는 이와 같은 노면형상의 구현을 위한 알고리즘을 개발하였고 Miscrosoft사의 Visual Studio.Net 중에서 Visual C++.Net을 이용하여 프로그래밍 하였다.[58] 노면형상 구현 프로그램 개발에 필요한 이론은 다음과 같다.

3.3.1 이론적 배경[59]

(1) 유한 푸리에 변환

주기성을 가지고 있는 신호는 푸리에 급수로 나타낼 수 있으나 대부분의 경우 신호는 복잡한 파형으로 나타나게 된다. 푸리에 변환 또는 스펙트럼은 주기가 무한대인 푸리에 급수의 확장된 형태로 나타낼 수 있고 푸리에 변환을 이용하면 복잡한 파형을 단순한 조화함수의 합으로 나타낼 수 있다. 또한 과도함수(transient function)나 비주기 함수 등을 주기가 무한대인 것으로 생각하면 푸리에 급수의 확장된 형태로 나타낼 수 있다. 임의의 함수 $x(t)$의 푸리에 변환은 다음과 같다.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)\, e^{-j2\pi ft}\, dt \tag{3.2}$$

푸리에 역변환을 행하면 식(3.3)과 같다

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{j2\pi ft} df \tag{3.3}$$

일반적으로 $x(t)$가 실수범위일 때 $X(f)$는 양과 음의 진동수를 갖는 복소함수이다. 이때 실수항과 허수항은 다음 식과 같이 표현된다.

$$X(f) = X_R(f) - jX_I(f)$$

$$X_R(f) = |X(f)|\cos\theta(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)\cos 2\pi ft \, dt \tag{3.4}$$

$$X_I(f) = |X(f)|\sin\theta(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)\sin 2\pi ft \, dt$$

푸리에 변환을 지수함수의 형태로 표현하면 다음 식과 같다.

$$X(f) = |X(f)| e^{-j\theta(f)} \tag{3.5}$$

여기서 $|X(f)|$는 진폭 스펙트럼이고 $\theta(f)$는 위상스펙트럼이다.

푸리에 변환은 이론상 무한 시간에 걸쳐 존재하는 신호 $x(t)$에 대한 적분을 수행하지만 실제 그 무한 영역에서나 실험상에서는 $-\infty$에서 ∞까지의 어떤 신호 $x(t)$를 측정할 수 없다. 대신에 어떤 유한 시간의 구간 T에서 신호 $x(t)$를 측정하는데 이러한 푸리에 변환을 유한 푸리에 변환이라고 하며 다음과 같이 정의된다.

$$X_T(f) = X(f, T) = \int_0^T x(t)\, e^{-j2\pi ft} dt \tag{3.6}$$

식 (3.6)은 별개의 진동수 $f_k = (k/T)$에서 유한 푸리에 변환이 $X(f_k, T)$라는 것을 나타낸다. $x(t)$는 $n = 1, 2, 3, \cdots, N$에 대해서 $\{x_n\} = \{x(n \cdot \Delta t)\}$에 의해

대치되며 연속적인 푸리에 변환 $X(f)$는 각각의 푸리에 변환 $\{x_k\} = \{X(k\Delta f)\}$에 의해서 대치되어 진다. 여기서 $k = 1, 2, 3, \cdots, N$이고 $k = (N/2)\Delta f$이므로 그 이전의 값들에서 계산될 수 있는데 푸리에 변환 쌍공식은 다음과 같다.

$$X_k = X(k\Delta f) = \Delta t \sum_{n=1}^{N} x_n \operatorname{Exp}\left(-j2\pi \frac{kn}{N}\right) \tag{3.7}$$

$$x_n = x(n\Delta t) = \Delta f \sum_{k=1}^{N} X_k \operatorname{Exp}\left(j2\pi \frac{kn}{N}\right)$$

$$n = 1, 2, 3, \cdots, N$$

$$k = 1, 2, 3, \cdots, N$$

(2) 주파수 응답함수

선형 시스템의 동적인 특성을 가중함수(weight function) $h(\tau)$로 나타내면 이것은 시간 τ 이전에 단위충격 입력을 가한 시스템의 출력으로 정의할 수 있다. 입력 $x(t)$가 있을 때 출력 $y(t)$는 중첩적분(convolution integral)으로 표시되며 다음 식과 같다.

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau)\, x(t-\tau)\, d\tau \tag{3.8}$$

즉 출력 $y(t)$의 값은 입력 $x(t)$의 전 구간에 걸쳐 중첩된 무한한 선형의 합으로 이루어진다. 단위충격 응답함수에 대한 푸리에 변환은 식(3.5)과 같다.

$$H(f) = \int_{0}^{\infty} h(\tau) e^{-j2\pi f\tau}\, d\tau \tag{3.9}$$

여기서 $H(f)$를 주파수 응답함수(frequency response function)라 하며 주파수 응

답함수는 일반적으로 실수부와 허수부를 가진 복소수로서 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$H(f) = H_R(f) - jH_I(f) \tag{3.10}$$

$$H_R(f) = \int_0^\infty h(\tau)\cos 2\pi f\tau \, d\tau$$

$$H_I(f) = \int_0^\infty h(\tau)\sin 2\pi f\tau \, d\tau$$

주파수 응답함수를 복소수 극좌표로 변형하면 다음과 같다.

$$H(f) = |H(f)|e^{-j\theta(f)} \tag{3.11}$$

$$|H(f)| = \left[H_R^2(f) + H_I^2(f)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta(f) = \tan^{-1}\left[\frac{H_I(f)}{H_R(f)}\right]$$

$|H(f)|$ 의 크기는 이득율을 나타내고 $\theta(f)$ 는 위상율을 나타낸다. 일반적으로 입력에 대한 출력은 위상이 옮겨질 때 다음 식과 같이 나타낸다.

$$x(t) = X\sin 2\pi ft \tag{3.12}$$

$$y(t) = Y\sin(2\pi ft - \theta)$$

여기서 입력진폭에 대한 출력비는 이득율과 일치하며 입력과 출력사이의 위상변화는 주파수 f 인 시스템의 위상율과 일치한다.

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)} \tag{3.13}$$

$$\theta(f) = \phi(f)$$

(3) 상관함수와 스펙트럼

$x(t)$가 주기가 T이고 τ 만큼의 시간 지연이 있다면 상관함수 $C(\tau)$를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$C(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t)x(t+\tau)dt \tag{3.14}$$

스펙트럼 $S(f)$는 다음과 같이 정의된다.

$$S(f) = \lim_{T\to\infty} \frac{X(f)\ X^*(f)}{T} = \lim_{T\to\infty} \frac{|X(f)|^2}{T} \tag{3.15}$$

여기서 $X^*(f)$는 $X(f)$의 공액 복소수이다.

상관함수는 시간영역이고 스펙트럼은 주파수 영역이므로 상관함수를 푸리에 변환하면 스펙트럼이 되고 스펙트럼을 푸리에 역변환하면 상관함수가 된다. 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$C(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(f)e^{j2\pi f\tau}df \tag{3.16}$$

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} C(\tau)e^{-j2\pi f\tau}d\tau$$

정의역을 주파수 f의 양수범위에 한정된 경우의 스펙트럼을 $G(f)$로 표기하여 $G(f)$와 $S(f)$와의 관계를 나타내면 다음과 같다.

$$G(f) = 2S(f) \tag{3.17}$$

(4) 스펙트럼 밀도함수

스펙트럼 밀도함수는 주파수 구간 Δt에서의 함수의 강도를 나타내며 신호의 푸리에 변환의 곱으로 해석된다. 신호 $x(t)$와 $y(t)$에 대하여 유한 푸리에 변환을 구하면 다음 식과 같이 된다.

$$X(f, T) = \int_0^T x(t)e^{-j2\pi ft}dt \tag{3.18}$$

$$Y(f, T) = \int_0^T y(t)e^{-j2\pi ft}dt$$

이로부터 상호 스펙트럼 밀도함수를 정의하면 식(3.18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{xy}(f, T) = \frac{1}{T}X^*(f, T)Y(f, T) \tag{3.19}$$

여기서 X^*는 X의 공액 복소수이다.

식(3.19)에서 주기 T를 무한으로 하면 다음 식과 같다.

$$\lim_{T\to\infty} G_{xy}(f, T) = G_{xy}(f) \tag{3.20}$$

(5) 주파수 응답함수의 결정

실제조건과 유사한 모델링을 하기 위해서는 다입력/다출력(MIMO: Multi Input Multi Output) 모델을 사용한다. MIMO 시스템의 주파수 응답함수는 Fig 3.11과

같은 알고리즘으로 구하게 된다.

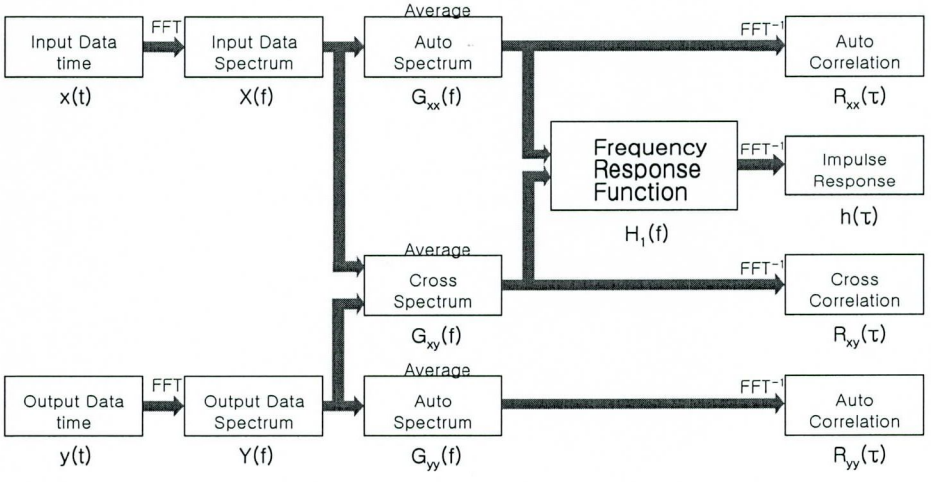


Fig. 3.11 Algorithm of FRF

입력신호와 출력신호의 열벡터를 각각 $\boldsymbol{x}(t)$, $\boldsymbol{y}(t)$라 하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$\boldsymbol{x}(t) = [x_1, x_2, \cdots, x_p]^T \tag{3.21}$$

$$\boldsymbol{y}(t) = [y_1, y_2, \cdots, y_q]^T$$

이들의 선형 스펙트럼 $\boldsymbol{X}(f)$, $\boldsymbol{Y}(f)$은 다음과 같이 된다.

$$\boldsymbol{X} = [X_1, X_2, \cdots, X_p]^T \tag{3.22}$$

$$\boldsymbol{Y} = [Y_1, Y_2, \cdots, Y_q]^T$$

여기서 $\boldsymbol{X}_i$, $\boldsymbol{Y}_j$는 각각 x_i, y_j의 푸리에 변환이며 다음과 같이 표현된다.

$$X_i = X_i(f) = F[x_i(t)], \quad i = 1, 2, \cdots, p$$

$$Y_j = Y_j(f) = F[y_j(t)], \quad j = 1, 2, \cdots, q$$

입/출력 밀도 스펙트럼 $\boldsymbol{G}_{XX}(f)$, $\boldsymbol{G}_{YY}(f)$는 다음과 같이 정의된다.

$$\boldsymbol{G}_{XX} = \frac{2}{T} E[X^* X^T] \tag{3.23}$$

$$\boldsymbol{G}_{YY} = \frac{2}{T} E[Y^* Y^T]$$

여기서 X^*, Y^*는 $\boldsymbol{X}$와 $\boldsymbol{Y}$의 공액 복소수이다.

즉

$$G_{XX} = \frac{2}{T} E\left\{ \begin{bmatrix} X_1^* \\ X_2^* \\ \vdots \\ X_p^* \end{bmatrix} [X_1 \ X_2 \ \cdots \ X_p] \right\} = \begin{bmatrix} G_{x_1 x_1} & G_{x_1 x_2} & \cdots & G_{x_1 x_p} \\ G_{x_2 x_1} & G_{x_2 x_2} & \cdots & G_{x_2 x_p} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{x_p x_1} & G_{x_p x_2} & \cdots & G_{x_p x_p} \end{bmatrix}$$

$$G_{YY} = \frac{2}{T} E\left\{ \begin{bmatrix} Y_1^* \\ Y_2^* \\ \vdots \\ Y_q^* \end{bmatrix} [Y_1 \ Y_2 \ \cdots \ Y_q] \right\} = \begin{bmatrix} G_{y_1 y_1} & G_{y_1 y_2} & \cdots & G_{y_1 y_q} \\ G_{y_2 y_1} & G_{y_2 y_2} & \cdots & G_{y_2 y_q} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{y_q y_1} & G_{y_q y_2} & \cdots & G_{y_q y_q} \end{bmatrix}$$

입/출력 상호 밀도스펙트럼 $G_{XY}(f)$, $G_{YX}(f)$는 다음과 같이 된다.

$$G_{XY} = \frac{2}{T} E[X^* Y^T] \tag{3.24}$$

여기서 G_{XX}와 , G_{YY}를 살펴보면 모든 i와 j에 대하여 $G_{ij} = G_{ji}^*$ 임을 알 수 있다. 따라서 다음 식이 성립한다

$$G^*_{XX} = G^T_{XX}, \quad G^*_{YY} = G^T_{YY} \tag{3.25}$$

$$G_{XY} = \frac{2}{T} E\left\{ \begin{bmatrix} X^*_1 \\ X^*_2 \\ \vdots \\ X^*_p \end{bmatrix} [\, Y_1 \;\; Y_2 \; \cdots \; Y_q \,] \right\} = \begin{bmatrix} G_{x_1 y_1} & G_{x_1 y_2} & \cdots & G_{x_1 y_q} \\ G_{x_2 y_1} & G_{x_2 y_2} & \cdots & G_{x_2 y_q} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{x_p y_1} & G_{x_p y_2} & \cdots & G_{x_p y_q} \end{bmatrix}$$

$H_{XY}(f)$를 $X(f)$와 $Y(f)$ 사이의 주파수 응답함수라고 가정하면 $H_{XY}(f)$는 각 주파수에서 다음과 같은 수식으로 표현된다.

$$H_{XY} = \begin{bmatrix} H_{x_1 y_1} & H_{x_1 y_2} & \cdots & H_{x_1 y_q} \\ H_{x_2 y_1} & H_{x_2 y_2} & \cdots & H_{x_2 y_q} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{x_p y_1} & H_{x_p y_2} & \cdots & H_{x_p y_q} \end{bmatrix} \tag{3.26}$$

입력을 시스템에 넣어 시스템에서 출력을 얻는 과정에서 시스템을 대변하는 주파수 응답함수와 입출력과의 관계식은 다음과 같다.

$$Y = H^T_{XY} \cdot X \tag{3.27}$$

$$Y^T = (H^T_{XY} \cdot X)^T = X^T \cdot H_{XY} \tag{3.28}$$

이때 과소평가(under-estimated)로 구해지는 주파수 응답함수를 H_1이라 하고 과대평가(upper-estimated)로 구해지는 주파수 응답함수 H_2라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$X^* Y^T = X^* X^T H_{XY} \tag{3.29}$$

$$G_{XY} = G_{XX} H_{XY}$$

$$H_{XY} = G_{XX}^{-1} G_{XY} = H_1$$

$$Y^* Y^T = Y^* X^T H_{XY} \tag{3.30}$$

$$G_{YY} = G_{YX} H_{XY}$$

$$H_{XY} = G_{YX}^{-1} G_{YY} = H_2$$

따라서 운동구현 알고리즘에서 어떤 주파수 응답함수를 사용하느냐에 따라 노면 측정신호에 대한 출력신호의 수렴정도가 달라지게 된다.

(6) FIR 필터와 IIR 필터의 선택

디지털 필터에는 두 종류가 있는데 하나는 FIR(Finite Impulse Response) 필터이고 다른 하나는 IIR(Infinite Impulse Response) 필터이다. FIR 필터와 IIR 필터의 구조적인 차이를 보면 다음과 같다.

FIR 필터는 출력이 귀환되어지는 것이 없이 입력에 의해서만 출력이 결정된다.

$$y[n] = b_0 x[n] + b_1 x[n-1] + b_2 [n-2] + \cdots + b_{N-1} x[n-N+1] \tag{3.31}$$

z변환을 하면

$$Y(z) = [b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \cdots + b_{N-1} z^{-(N-1)}] X(z) \tag{3.32}$$

전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$H(z)_{FIR} = \sum_{n=0}^{N-1} b_n z^{-n} \tag{3.33}$$

임펄스 응답을 구하면 다음과 같다.

$$h[n] = b_0\delta[n] + b_1\delta[n-1] + \cdots + b_{N-1}\delta[n-N+1] \tag{3.34}$$

따라서 다음과 같이 표현된다.

$$H(z)_{FIR} = \sum_{n=0}^{N-1} h[n]z^{-n} \tag{3.35}$$

IIR 필터는 입력 뿐만 아니라 출력이 귀환되어 진다.

$$y[n] = \sum_{k=1}^{N} a_k y[n-k] + \sum_{k=0}^{M} b_k x[n-k] \tag{3.36}$$

z 변환을 하면 다음과 같다.

$$Y(z) = \sum_{k=1}^{N} a_k z^{-k} Y(z) + \sum_{k=0}^{M} b_k z^{-k} X(z) \tag{3.37}$$

분모와 분자를 정리하면 다음과 같다.

$$Y(z)\left(1 - \sum_{k=1}^{N} a_k z^{-k}\right) = \sum_{k=0}^{M} b_k z^{-k} X(z) \tag{3.38}$$

k를 n으로 바꾸고 정리하면 전달함수는 다음 식과 같이 표현된다.

$$H(z)_{IIR} = \frac{\sum_{k=1}^{N} b_k z^{-n}}{1 - \sum_{k=0}^{M} a_k z^{-1}} \tag{3.39}$$

FIR이나 IIR필터를 선택할 경우에는 두 필터의 장점을 고려하여 맞는 필터를 선택한다. 두 필터 사이의 상대적인 차이를 보면 다음과 같다.

1) FIR 필터는 IIR 필터에 비해 구조가 간단하다.

2) FIR 필터는 항상 안정성이 보장되지만 IIR 필터는 그렇지 않다.

3) FIR 필터의 위상은 선형이고 IIR 필터의 위상은 비선형이므로 FIR 필터의 위상이 왜곡에 강하다.

4) FIR 필터를 사용하여 원하는 필터를 설계하려면 필터의 계수들이 IIR 필터를 사용했을 경우보다 더 많이 필요하게 된다.

5) IIR 필터는 아날로그 필터의 구조와 비슷하므로 아날로그 필터로 변환이 쉬운 반면에 FIR 필터는 상대적으로 어렵다.

결론적으로 필터 설계의 요구 사항이 각진 필터라면 IIR 필터를 사용하고 위상에 있어서 왜곡을 원하지 않거나 계수들이 너무 많지 않다면 FIR 필터로 설계하면 된다.

3.3.2 가진 신호 생성 알고리즘

가진 신호 생성 알고리즘은 시스템의 동적 특성에 대한 구체적인 해석을 하지 않고도 신호처리 기법을 이용하여 실제 상황에서 측정한 신호나 원하는 함수 형태의 신호를 4축 유압 시뮬레이터에서 구현하기 위한 것이다. 컴퓨터에서 만들어진 가진 신호를 유압 액츄에이터로 보내 실험대상을 가진시킨 후 실험대상에 부착된 센서로부터 응답신호를 받아 컴퓨터에서 응답신호의 구현성을 평가하여 가진 신호를 개선하며 개선된 가진 신호를 다시 입력시켜 응답신호의 구현성이 만족될 때까지 이와 같은 반복 개선작업을 수행하게 된다. 가진 신호를 구현하기 위해서는 여러 가지 신호처리 과정을 행하는데 이를 크게 구분하면 다음과 같다.

첫째 주파수 응답함수를 결정하는 모듈로서 유압 액츄에이터에 들어가는 가진신호와 센서 출력신호를 이용하여 시스템의 특성을 나타내는 주파수응답 함수를 결정한다.

둘째 출력신호와 전달함수로 입력신호을 결정하는 모듈로서 출력신호와 역주파수 응답함수를 이용하여 입력신호를 결정한다.

셋째 입력신호를 개선하는 모듈이며 유압 액츄에이터는 비선형 특성을 가지고 있으므로 실제 신호로 구현시키기 위해서는 반복적인 입력 개선작업이 필

요하다.

넷째 D/A, A/D 변환을 수행하는 모듈이며 D/A 변환기에서 생성된 입력신호가 유압 액츄에이터를 가진시키는 동시에 유압 액츄에이터에 설치된 센서로부터 생성된 출력신호가 A/D 변환기를 통해 컴퓨터로 들어오게 된다.

다섯째 가진 신호와 출력신호간의 분산오차 비를 결정하는 모듈로서 센서 출력 신호의 수렴정도를 파악하기 위해 분산오차 비를 구한다.

이와 같은 과정들로 구성된 가진 신호 생성 알고리즘을 기초로 노면형상 구현 프로그램을 개발하였으며 전달함수를 유도하고 분산오차 비를 구하여 비교하였다.

(1) 초기 가진 신호 결정

주파수 응답함수 $H_{XY}(f)$와 출력 $Y(f)$가 주어질 때 입력 $X(f)$는 식 (3.27)을 변형한 후 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$X = H_{XY}^{-T} \cdot Y \tag{3.40}$$

$$Y_d(f) = F[y_d(t)]$$

식 (3.40)를 이용한 초기 입력신호는 다음과 같다.

$$X_0(f) = H_{XY}^{-T} \cdot Y_d(f) \tag{3.41}$$

$$X_d(t) = F^{-1}[X_d(f)]$$

식의 계산은 구현하고자 하는 주파수 영역 내에서만 계산을 하며 그 이상의 주파수에서는 $X_0(f)$를 0으로 하였다. 그리고 주파수 응답함수의 역변환 과정에서 특이성을 방지하고 $X_0(f)$가 너무 커지는 것을 방지하기 위해서 $H_{XY}(f)$의 최소 크기

를 일정값 이상으로 하였다. 또한 이 계산과정에서도 $x_0(t)$가 프레임 단위로 계산되므로 가중치 함수를 이용한 데이터의 연결과정이 필요하다.

만일 시스템이 선형특성만 갖는다면 위에서 구한 $x_0(t)$로 가진 했을 때 시스템에서 바로 $y_d(t)$를 얻을 수 있지만 실제 시스템은 비선형 특성이 강하므로 처음에 구한 $H_{XY}(f)$가 시스템을 완전하게 표현한다고 볼 수 없으므로 $x_0(t)$에 의한 출력신호와 $y_d(t)$와는 차이가 있게 된다. 따라서 입력 및 주파수 응답함수의 개선 작업이 필요하다.

(2) 가진 입력신호의 개선 알고리즘

Fig. 3.12은 입력신호 개선과정에 대한 흐름도이다. 입력신호 개선과정은 크게 두 부분으로 나누어진다. 가진 입력신호 $x_k(t)$를 실제로 유압 액츄에이터에 가하여 출력신호 $y_k(t)$를 얻는다. 그리고 이 신호와 실제실험을 통해 특정한 신호 $y_d(t)$를 비교하여 그 차이 $\Delta y_{dk}(t)$를 구하면 다음과 같다.

$$\Delta y_{dk}(t) = y_d(t) - y_k(t) \tag{3.42}$$

그리고 이 신호와 실제실험을 통해 측정한 신호 $y_d(t)$를 비교하여 그 차이가 기준치 이하이면 개선과정을 끝내고 가진 입력신호를 저장하여 이 신호는 실제 실험에 필요한 입력신호가 된다. 그러나 앞에서의 두 비교신호의 차이가 기준치를 넘는 경우에는 비교신호의 차 $\Delta y_{dk}(t)$ 로 부터 다음 단계의 개선 입력신호를 계산하는데 식(3.43)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Y_{dk}(f) = F[\Delta y_{dk}(t)] \tag{3.43}$$

$$\Delta X_{k+1}(f) = H_{xy}^{-T}(f)\,\Delta Y_{dk}(f)$$

$$\Delta x_{k+1}(t) = x_k(t) + \Delta x_{k+1}(t) \qquad k = 0,\ 1,\ 2,\ \cdots$$

전달함수는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_{xy}(f) = \begin{Bmatrix} H_1(f) \\ H_2(f) \end{Bmatrix} \tag{3.44}$$

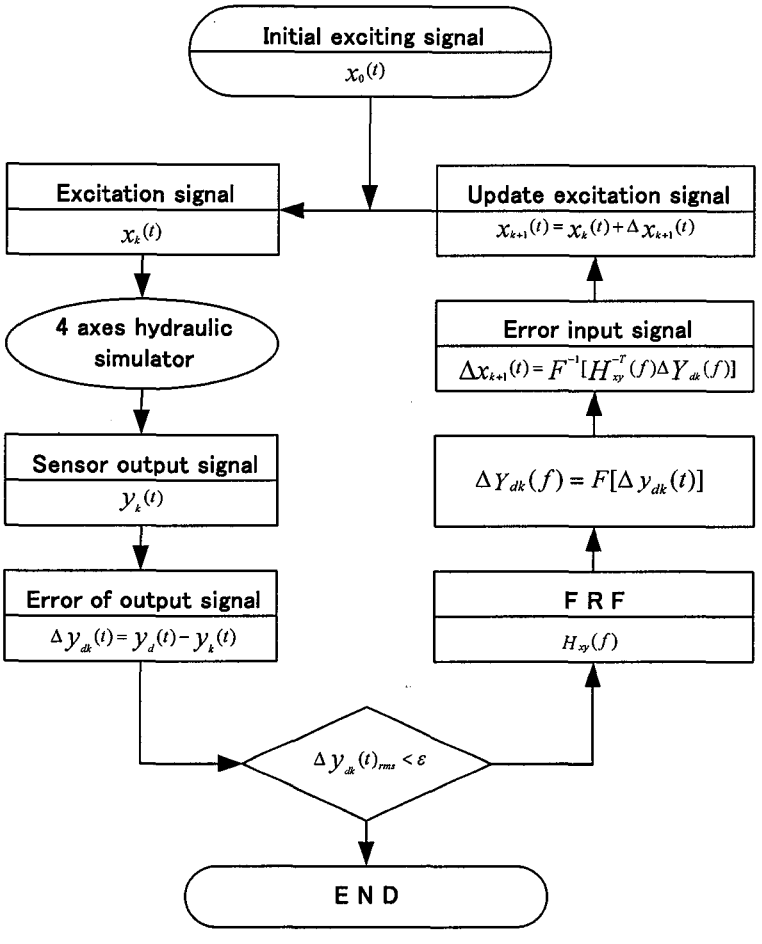


Fig. 3.12 Algorithm for updating the input excitation signal

3.3.3 구현 프로그램

4축 유압 시뮬레이터는 비선형 특성을 가지고 있으므로 이를 실제 신호로 구현시키기 위해서는 반복적인 입력개선 작업이 필요하다. 시뮬레이터를 구동하기 위해 상용 프로그램인 LabVIEW 8.0을 사용하였고 유압 액츄에이터에 입력되는 가진 신호와 출력신호를 이용한 시스템의 특성을 나타내는 주파수 응답함수의 결정과 역주파수 응답함수를 이용하여 입력신호를 결정하는 모듈 그리고 반복개선과정은 LabVIEW에서는 구현하기 난해한 부분이기 때문에 Visual C^{++}.NET을 이용하여 프로그램한 다음 출력결과를 LabVIEW 프로그램에 링크하여 해석하였다. 개발된 구동 프로그램의 하드웨어는 National Instrument사의 MIX4-PXI를 기반으로 하였다.

LabView는 그래픽 기능이 탁월한 프로그램으로서 사용하기 쉬우며 개발기간을 단축할 수 있다는 큰 장점이 있다. 또한 DAQ 보드를 이용하여 프로그램을 개발하는 경우에는 상당히 편리하다는 장점도 가지고 있다.

Fig 3.13 는 구현 프로그램의 기본화면 구성을 나타낸 것으로서 다이얼로그 기법을 기준으로 하여 각각의 탭컨트롤을 사용하여 한 화면에서 처리할 수 있도록 하였다. 'Road Profile'을 선택하면 구현하고자 하는 노면형상을 입력하는 화면으로 샘플링 주파수를 설정할 수 있고 FFT수를 콤보박스를 사용하여 설정한다. 노면형상을 불러오면 FFT가 자동으로 수행되어 노면형상의 power spectrum을 모니터링할 수 있으며 각 축에 대한 최대값과 최소값 그리고 데이터의 길이를 구할 수 있다.

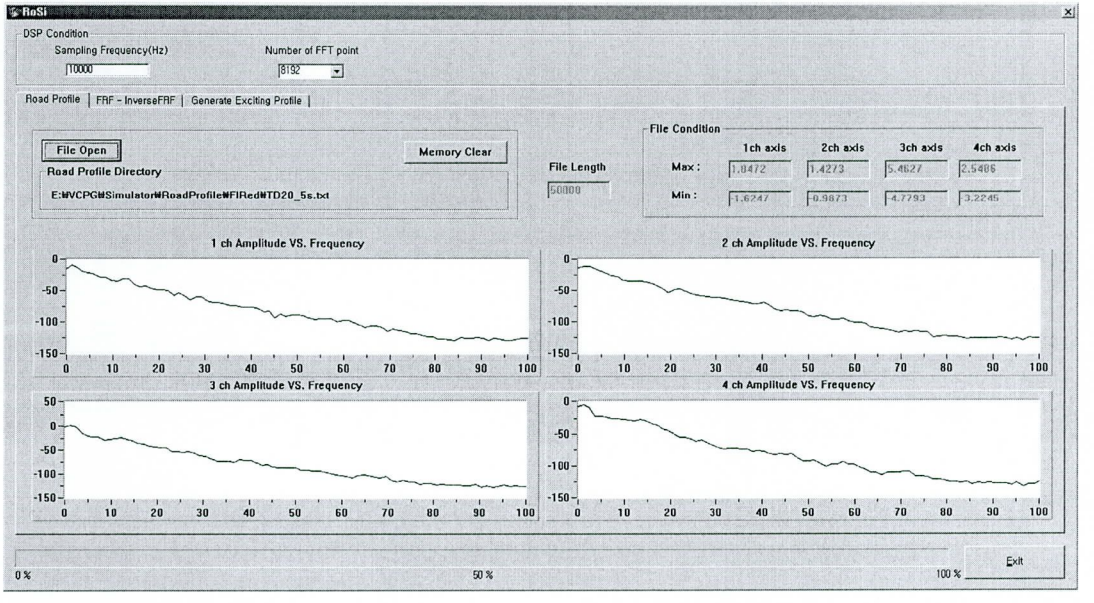


Fig. 3.13 Road profile analysis part of realization program

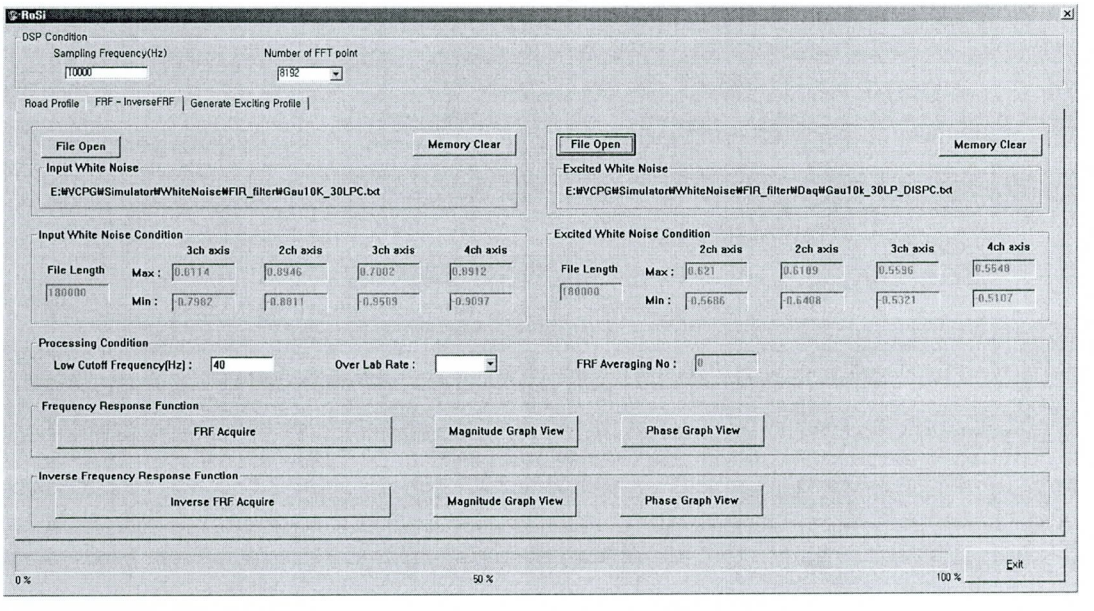


Fig. 3.14 FRF generation part of realization program

Fig 3.14 는 주파수 전달함수와 역전달함수를 구하는 루틴이다. 최초의 구동파일을 생성하기 위해 화이트 노이즈를 'Input White Noise'에 지정해주고 화이트 노이즈를 구동하여 구해내 데이터를 'Exited White Noise'에 설정을 해 주면 각각의 파일에 해당하는 각 축별 최대값과 최소값 그리고 파일의 길이를 구해준다. 이때 파일에 오류가 생기면 알람으로 알려준다. 'Processing Condition'부는 저주파 필터의 주파수값을 설정해주고 over lab 값을 설정해주는 부분으로 'FRF Acquire'버튼을 클릭하면 주파수응답함수를 구해 준다. 이때 주파수 응답함수의 크기와 위상을 보기 위해서는 각각의 버튼을 클릭하면 Fig 3.15, Fig 3.16과 같이 별개의 화면이 나타나며 파일로 저장이 되게 된다.

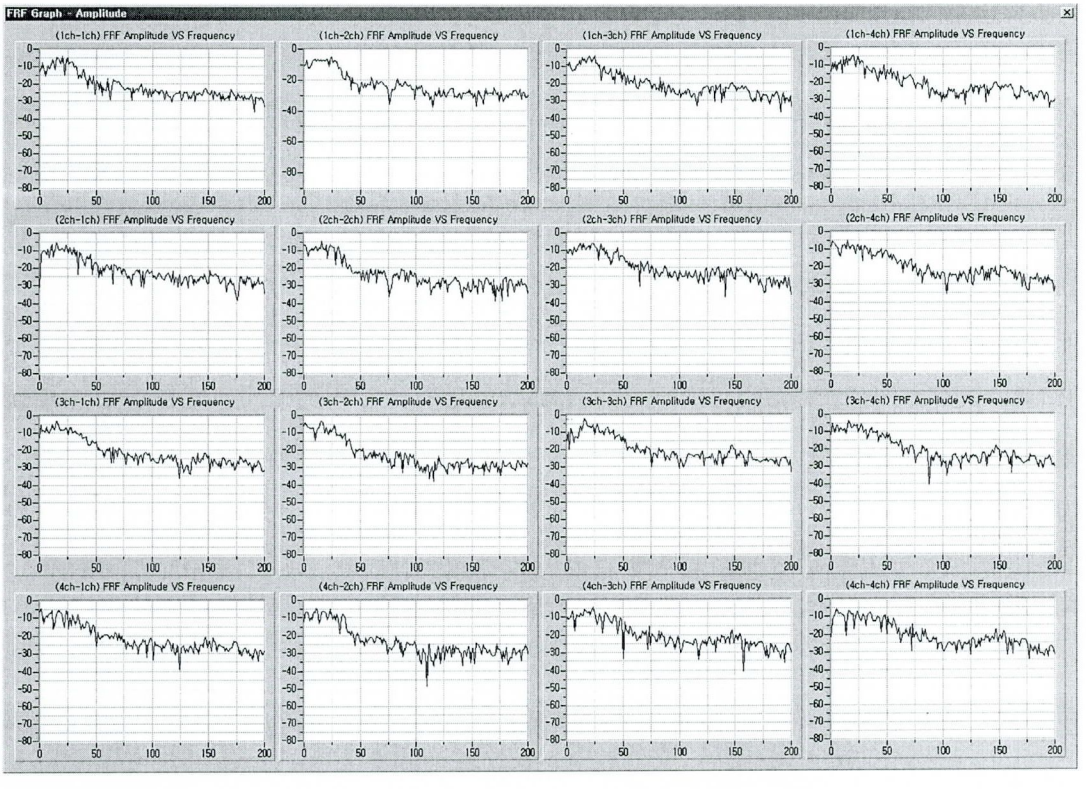


Fig. 3.15 Display of the acquired magnitude of FRF

from realization program

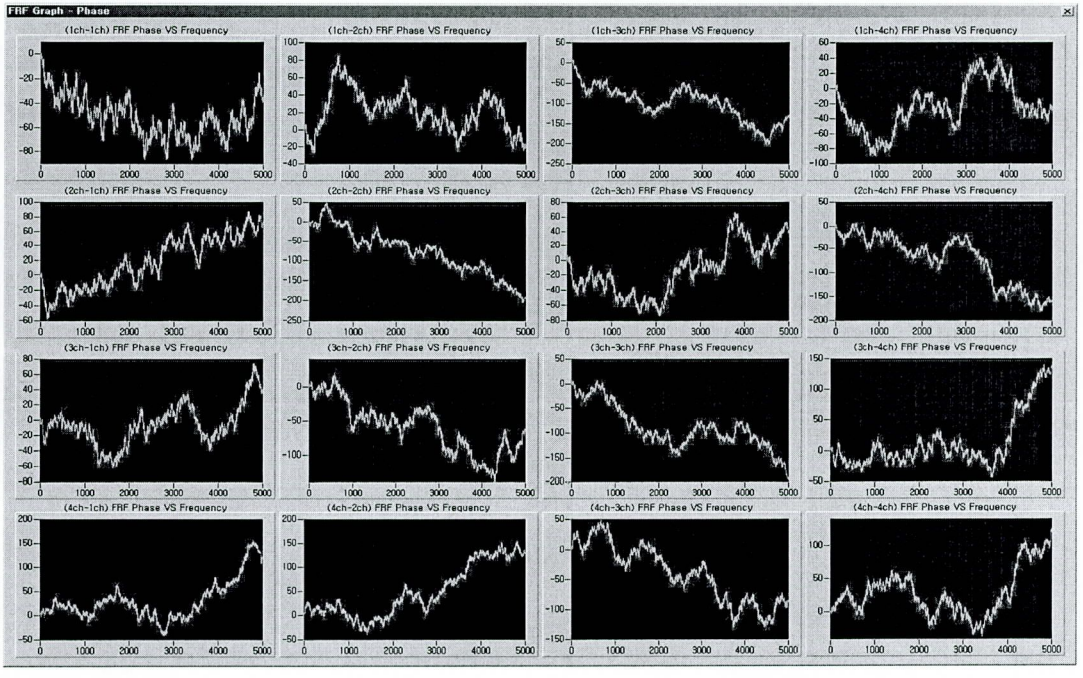


Fig. 3.16 Display of the acquired phase of FRF

from realization software

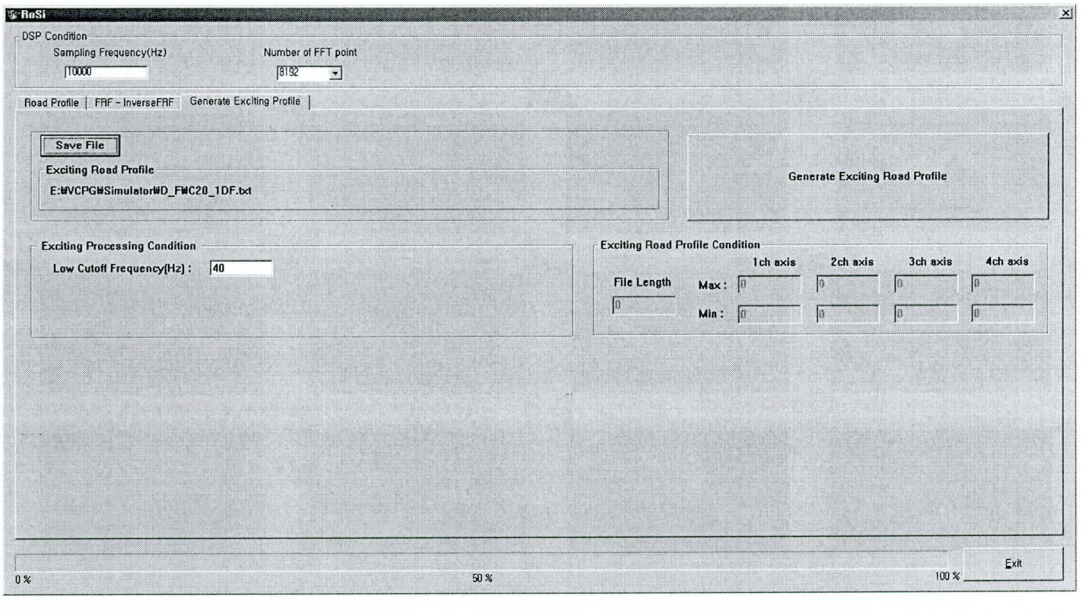


Fig 3.17 Generate exciting profile part of realization program

Fig 3. 17는 구동파일을 계산하여 저장하는 부분으로 구동파일을 저장할 위치를 지정하고 실행을 하게 되면 각각의 축에 최대값과 최소값을 보여주고 구동파일을 생성해 준다.

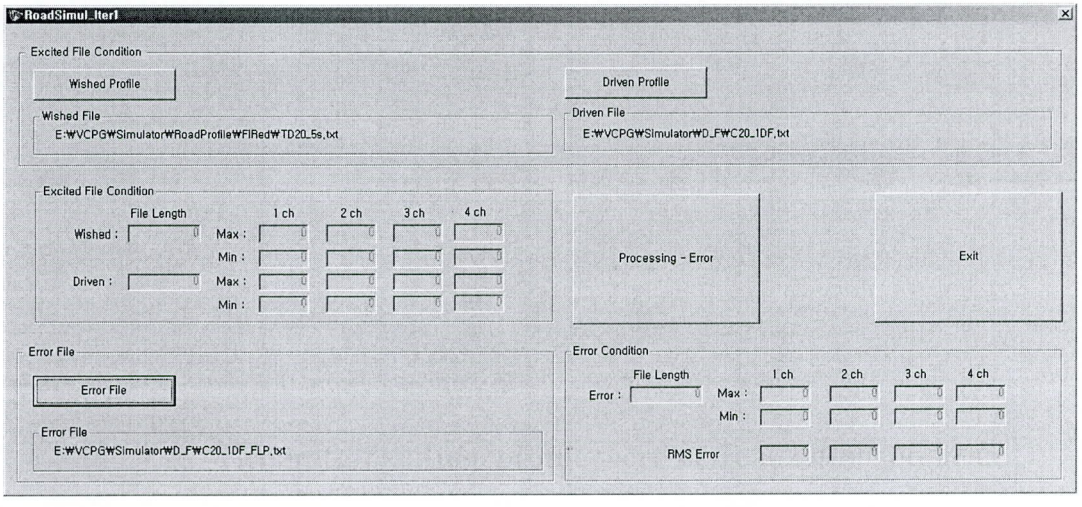


Fig 3.18 Iteration part of realization program

Fig 3.18은 구동파일을 구동 프로그램을 사용하여 시뮬레이터를 구동하고 이때 얻어진 데이터로 반복 알고리듬을 적용하는 프로그램이다. 이때 에러값이 RMS 값으로 연산되어지고 오차값도 파일로 생성되어진다.

위의 일련의 과정을 목표로 하는 오차의 범위에 이를때까지 반복 수행하게 된다.

제 4 장 실험 및 고찰

4.1 동시 구동 알고리즘의 보정실험

4.1.1 서보앰프의 보정

시뮬레이터의 유압 액츄에이터는 서보앰프로부터 구동신호를 받아 서보밸브가 작동을 하는 구조를 가지고 있다. 변위제어의 경우 일반적으로 P제어, 속도제어는 PI제어, 가속도 제어는 PID제어를 사용한다. 변위제어의 경우 Fig. 4.1과 같은 구조를 가지고 있다.

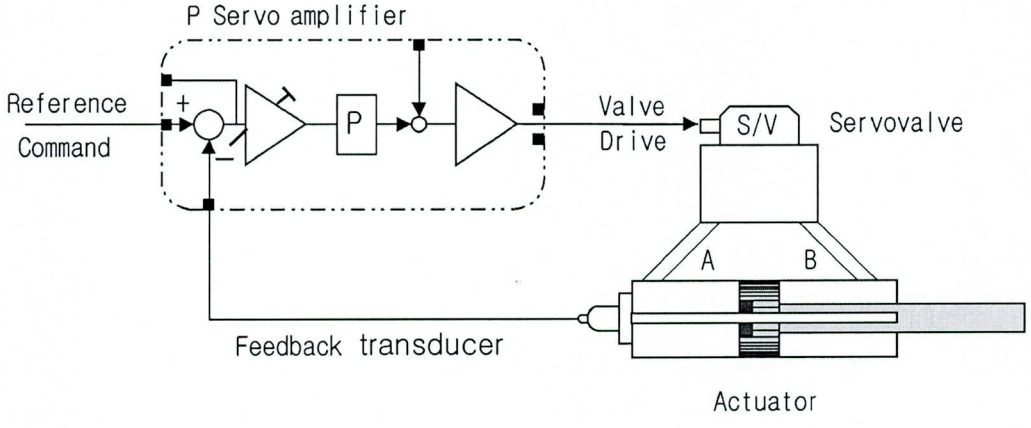


Fig. 4.1 Feedback schematic diagram of hydraulic actuator

Fig. 4.1의 유압 액츄에이터는 command 혹은 reference 신호를 입력받아 서보밸브를 개·폐하여 액츄에이터를 동작시키고 피드백 신호는 액츄에이터에 장착된 유압 변위센서로부터 얻어지는 신호로서 command 혹은 reference 신호와 정반대의 극성을 가지고 있다. 이때 두 신호의 차를 비교하여 그 차이가 오차범위에 들어올

때까지 피드백 루프를 이룬다. 액츄에이터의 빠른 안정성 확보를 위해 P servo amplifier의 P값의 게인을 조정하게 되는데 다음과 같이 보정실험을 행하였다.

Fig. 4.2~Fig. 4.5는 단위 계단함수를 구동 프로그램에서 보내어 유압 변위센서에서 출력받은 결과를 나타내었다.

서보앰프의 경우 디지털 앰프가 아닌 아날로그 앰프로서 게인값은 가변저항의 저항값을 변화시킨다. 이때 가변 저항값에 따른 결과값을 이용하여 각 축들의 응답특성을 다음과 같았다.

Fig. 4.2(a)의 경우 FL(Front Left)축으로서 10 kΩ 까지는 게인 값이 너무 작아 정상상태에 오르지 못하였다. 오버슈트(over shoot)의 경우 5 kΩ에서 부터 나타나기 시작하였으며 게인값이 높아짐에 따라 정정시간(setting time)이 증가함을 보이고 있으며 Fig. 4.2(b)는 역 단위 계단함수를 주어 나타난 결과로서 정 단위 계단함수와 같은 결과를 나타내었다.

Fig. 4.3의 경우 FR(Front Right)축으로서 5 kΩ에서 정상상태를 나타내고 있으며 액츄에이터의 특성상 20 kΩ이상에서는 시스템이 불안정해져 실험을 수행할 수 없었다. 게인값이 증가함에 따라 첫 번째 축과 같은 양상을 띄었다.

Fig. 4.4는 RL(Rear Left)축으로서 5 kΩ부터 정상상태에 도달을 하였고 게인이 높아감에따라 다른 축들과 비교하여 정정시간이 가장 짧았다.

Fig. 4.5는 RR(Rear Right) 축으로서 RL축과 비슷한 양상을 보였다.

이상과 같은 각 축들의 가변 저항값에 따른 응답특성을 비교해 보면 Table 4.1, Table 4.2와 같다.

이들 표에 나타난 바와 같이 게인이 커질수록 정확성은 높아지고 그에 반해 응답성은 떨어진다는 것을 추론 할 수 있었다. 또한 시스템의 속도를 내리기 위해 게인을 내리면 위치제어의 정확성이 떨어지고 속도가 너무 높으면 오버슈트가 연속적으로 발생하여 발진 시스템의 손상을 가져 온다는 것을 알았다. 이상과 같은 추론을 토대로 각 축의 게인을 FL축은 11 kΩ, FR축은 8 kΩ, RL축은 18 kΩ, RR축은 9 kΩ으로 설정하였다.

Table 4.1 Over shoot value according to gain

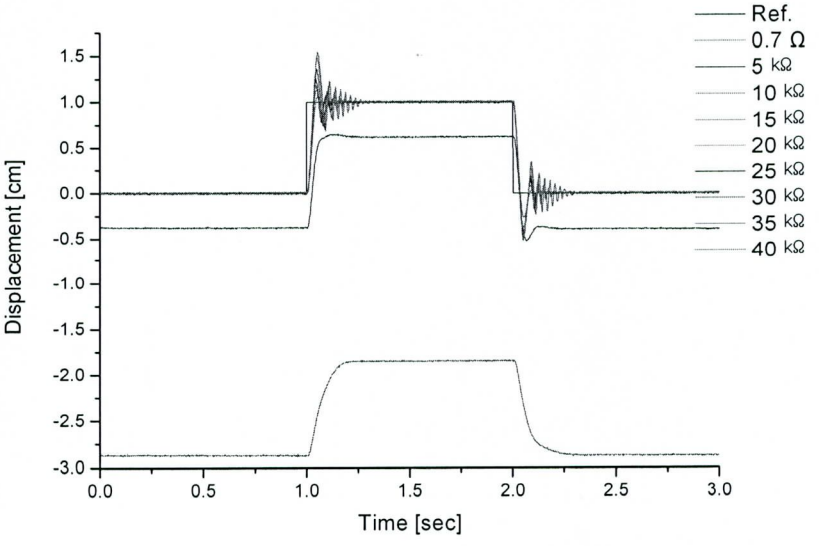
Unit : cm

P gain	FL axis		FR axis		RL axis		RR axis	
	+	−	+	−	+	−	+	−
0.7Ω	0	0	0	0	0.423	0.845	0	0
5kΩ	0	0	0.362	0.052	0.262	0.131	0.4	0.249
10kΩ	0.057	0.053	0.051	0.052	0.194	0.085	0.058	0.054
15kΩ	0.048	0.053	0.06	0.058	0.045	0.046	0.047	0.048
20kΩ	0.046	0.052	0.065	0.062	0.045	0.043	0.047	0.047
25kΩ	0.046	0.053	x	x	0.047	0.046	0.051	0.051
30kΩ	0.05	0.053	x	x	0.051	0.05	0.053	0.053
35kΩ	0.052	0.05	x	x	0.053	0.051	0.055	0.055
40kΩ	0.054	0.052	x	x	0.056	0.054	0.058	0.055

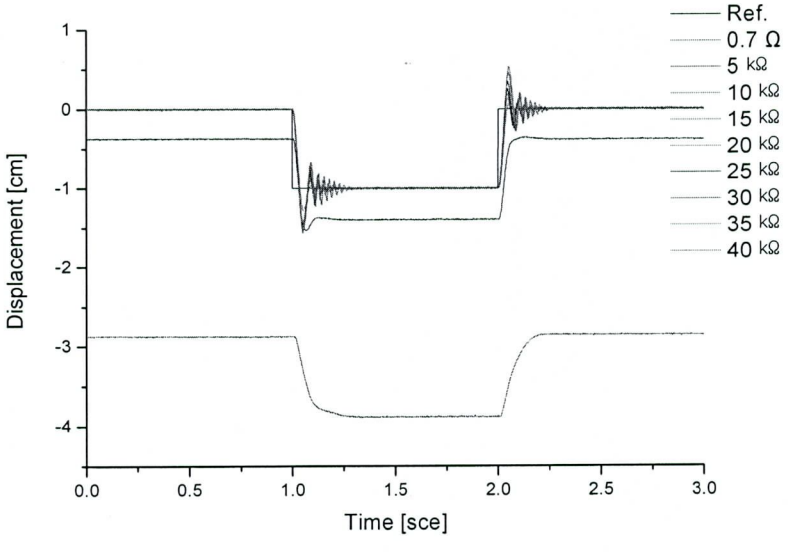
Table 4.2 Peak time according to gain

Unit : sec

P gain	FL axis		FR axis		RL axis		RR axis	
	+	−	+	−	+	−	+	−
0.7Ω	0	0	0	0	0.423	0.845	0	0
5kΩ	0	0	0.362	0.052	0.262	0.131	0.4	0.249
10kΩ	0.053	0.053	0.051	0.052	0.194	0.085	0.058	0.054
15kΩ	0.053	0.053	0.06	0.058	0.045	0.046	0.047	0.048
20kΩ	0.052	0.052	0.065	0.062	0.045	0.043	0.047	0.047
25kΩ	0.053	0.053	x	x	0.047	0.046	0.051	0.051
30kΩ	0.053	0.053	x	x	0.051	0.05	0.053	0.053
35kΩ	0.05	0.05	x	x	0.053	0.051	0.055	0.055
40kΩ	0.052	0.052	x	x	0.056	0.054	0.058	0.055

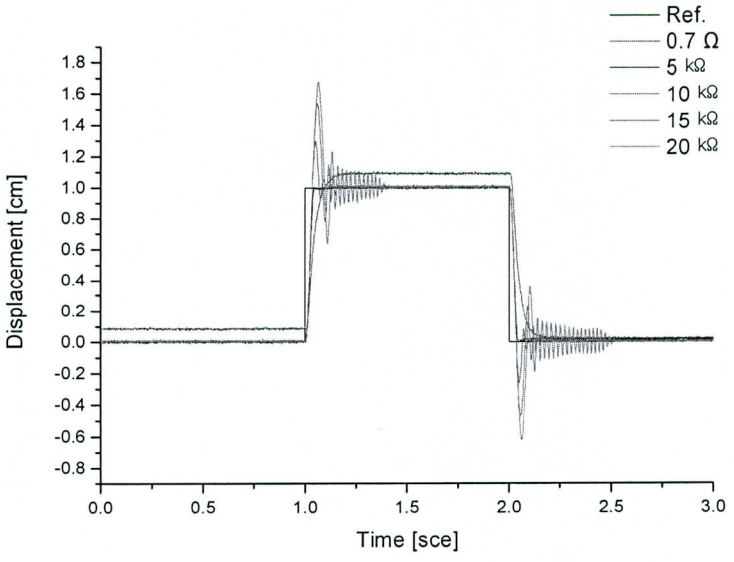


(a) Responses of step function

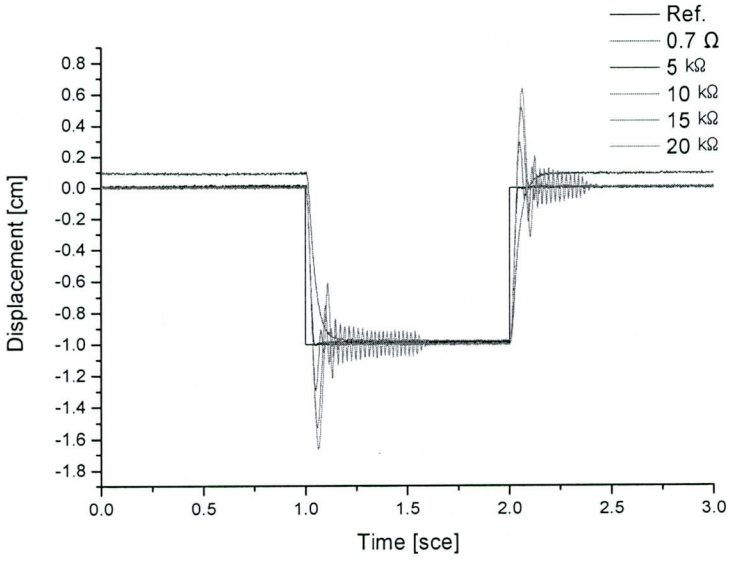


(b) Responses of inverse step funcion

Fig. 4.2 Step function responses of FL axis

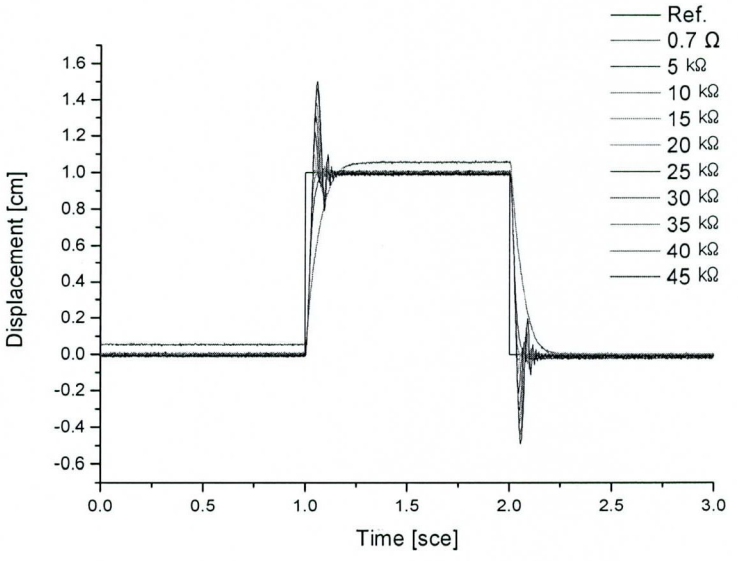


(a) Responses of step function

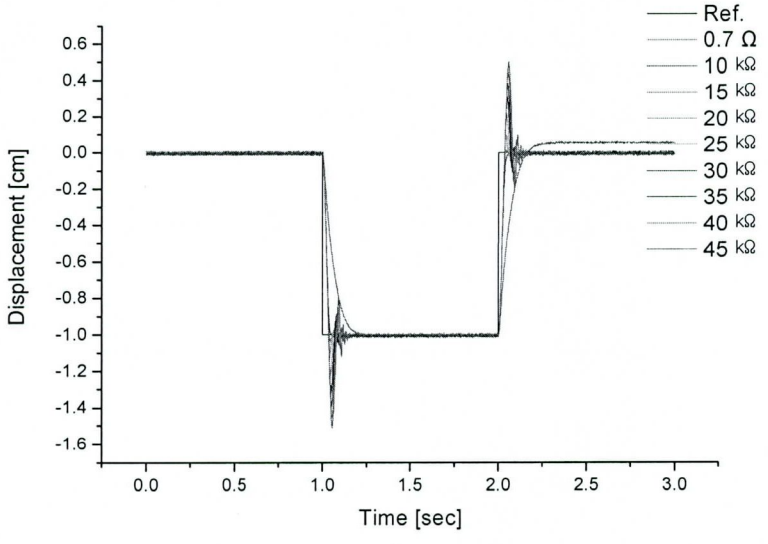


(b) Responses of inverse step function

Fig. 4.3 Step function responses of FR axis

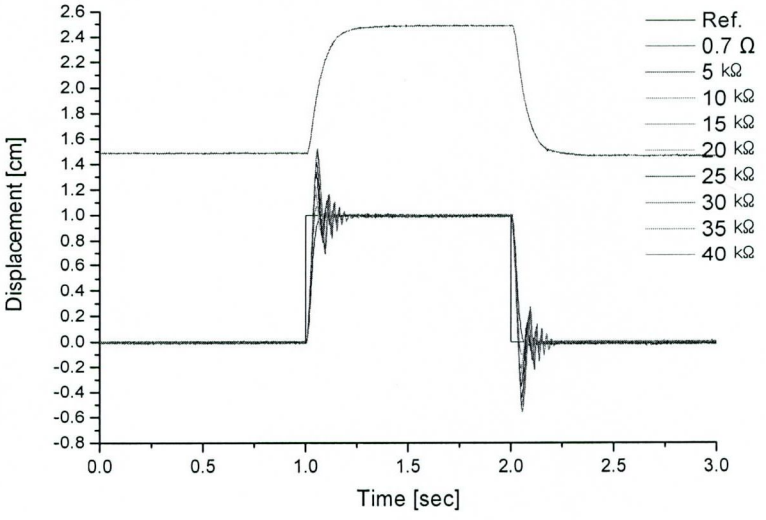


(a) Responses of step function

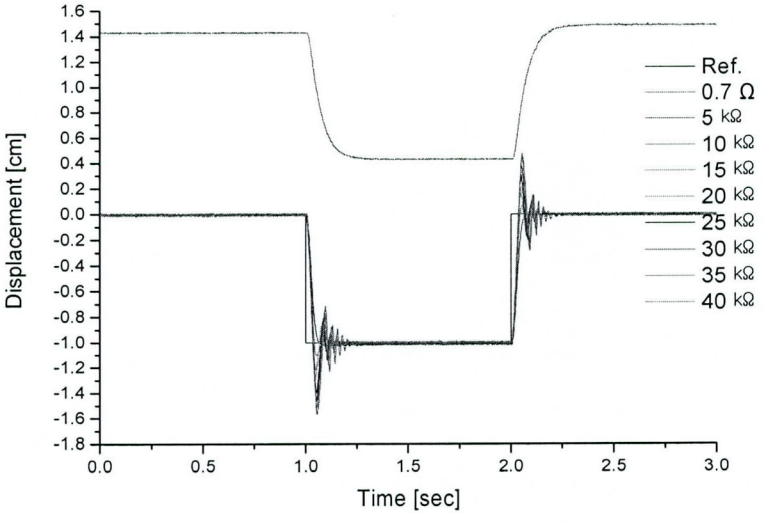


(b) Responses of inverse step function

Fig. 4.4 Step function responses of RL axis



(a) Responses of step function



(b) Responses of inverse step function

Fig. 4.5 Step function responses of RR axis

4.1.2 변위의 보정

본 연구에서 행하여지는 4축 유압 시뮬레이터는 변위를 기준으로 재현을 하게 된다. 따라서 변위의 기준이 되는 기준점은 대단히 중요하다. 이의 보정을 위해 변위센서를 이용하여 앰프의 zero 값을 설정하게 된다. 이의 보정을 위하여 4축에 각각 정현파를 입력신호로 주어 각 주파수대별 응답 특성을 측정하였다. 구체적인 방법은 다음과 같다. 먼저 4축에 각각 크기가 ±1 V인 정현파를 입력신호로 주고 주파수를 1~50 Hz까지 변화시키면서 액츄에이터에 부착된 센서로부터 받아들여진 신호를 그래프화하여 보정의 결과를 확인하였다. 이때 1V는 변위 1 cm을 의미하고 유압 액츄에이터의 총 실린더 행정은 100 mm이므로 입력된 신호의 크기는 ±5 V이다. 하지만 일반적인 아스팔트 신호는 ±1 V를 넘지 않으므로 ±1 V를 기준으로 보정하였다.

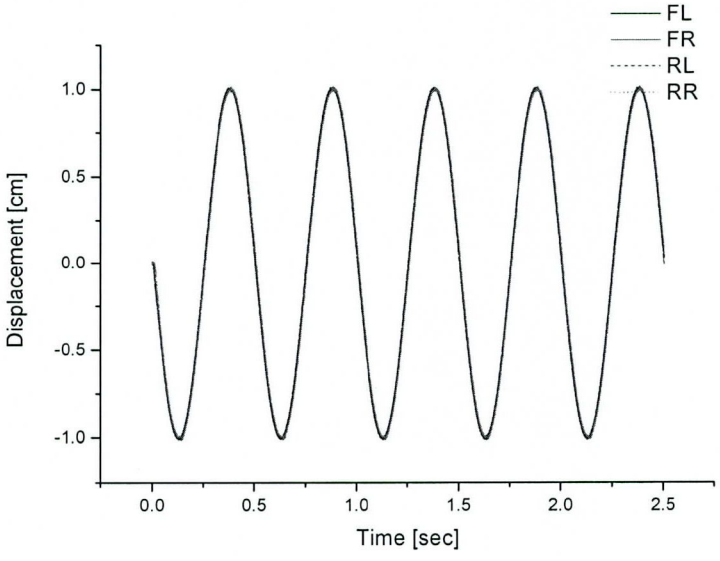
Fig. 4.6(a),(b)는 1 Hz를 기준으로 4축의 zero 값을 설정하여 2 Hz와 50 Hz에서의 특성을 나타낸 그래프이다. Fig. 4.6(a)에서 나타난 것과 같이 4축에 각각 1 Hz를 기준으로 zero 값 설정 후 2 Hz의 신호를 입력했을 때 4축의 변위신호가 모두 일치함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 4.6(b)에서 알 수 있듯이 1 Hz를 기준으로 zero 값 설정 후 50 Hz의 신호를 입력했을 때에는 각 축에 대한 파형의 왜곡은 없었지만 각각 시간지연은 0.001초 정도의 오차가 발생했고 변위는 영점을 기준으로 편차가 발생한다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 4.7(a),(b)는 50 Hz를 기준으로 zero 값을 설정하여 2 Hz와 50 Hz에서의 특성을 나타낸 그래프이다. Fig. 4.7(a)와 같이 4축에 각각 50 Hz를 기준으로 zero 값 설정 후 2 Hz의 신호를 입력했을 때 크기가 약 2%정도의 오차가 발생하는 것을 알 수 있다. 하지만 Fig 4.7(b)에서 알 수 있듯이 50 Hz를 기준으로 zero 값 설정 후 50 Hz의 신호를 입력했을 때에는 3번 축만 약 0.002초의 오차가 발생하였다.

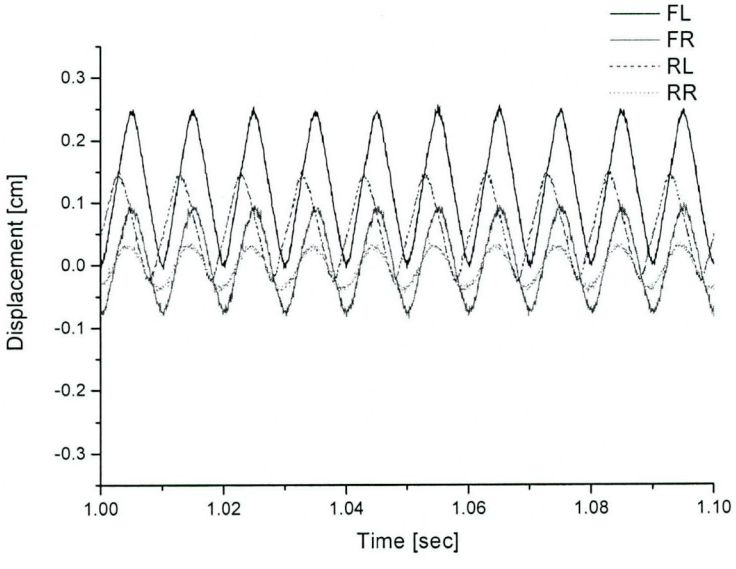
Fig. 4.8는 0 Hz를 기준으로한 변위 보정 결과이고 Fig. 4.9는 50 Hz를 기준으로 한 변위 결과로서 변위 보정 실험결과를 토대로 4축 액츄에이터의 추정된 작동 범위를 나타낸 것이다. 액츄에이터의 성능은 20 Hz 까지 구현가능성이 있을 것으로 판단된다. 또한 FL축과 RR축에 비해 FR축과 RL축의 동특성이 우수한 결과를 보인다.

위의 결과를 통해 50 Hz 기준 보정방법을 변위 보정방법으로 채택하였고 오차는 프로

그램을 통하여 보정을 하였다.

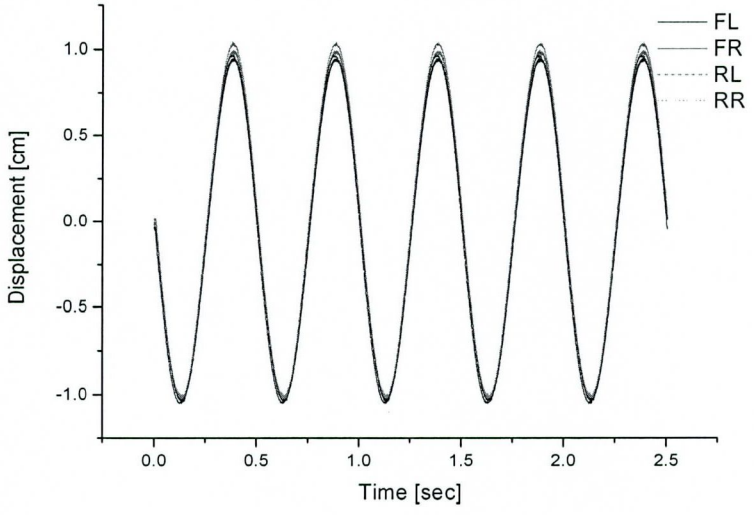


(a) 2 Hz signal

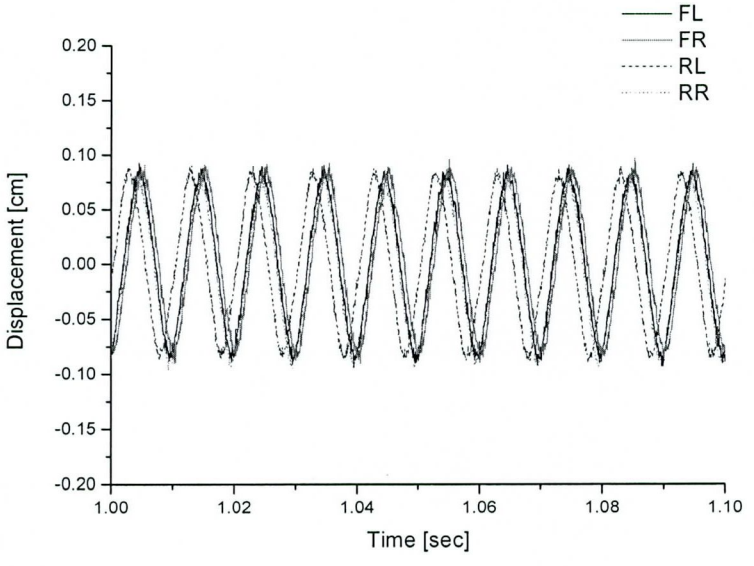


(b) 50 Hz signal

Fig. 4.6 Displacement calibration results of 4 axes at 1 Hz

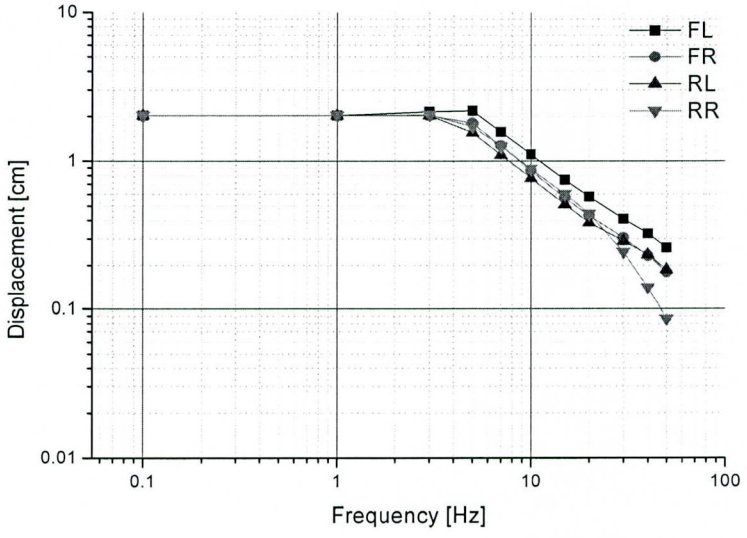


(a) 2 Hz signal

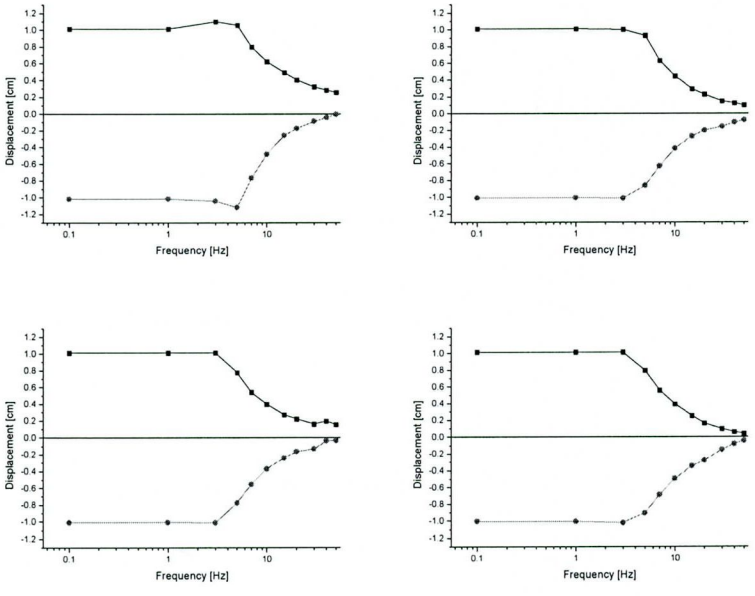


(b) 50 Hz signal

Fig. 4.7 Displacement calibration results of 4 axes at 50 Hz

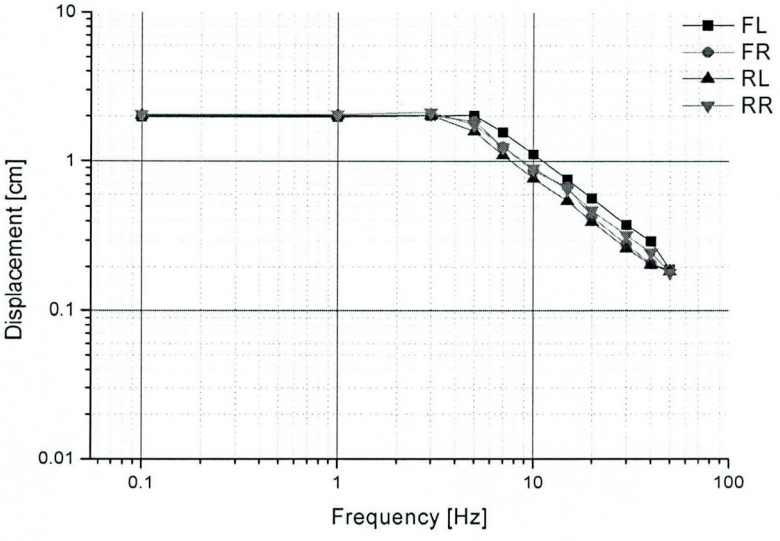


(a) Calibration chart of 4 axes actuators

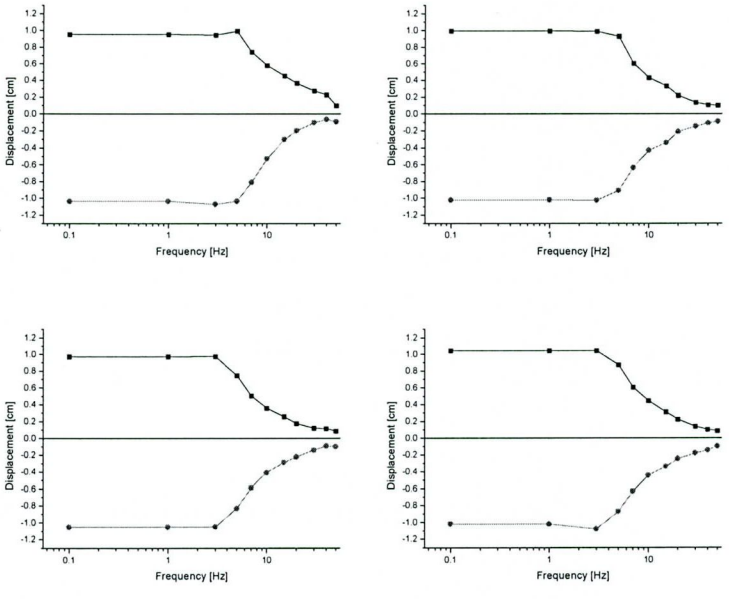


(b) Calibration results of each axis

Fig. 4.8 Displacement calibration results of 4 axes at 1 Hz



(a) Calibration chart of 4 axes actuators



b) Calibration results of each axis

Fig. 4.9 Displacement calibration results of 4 axes at 50 Hz

4.2 노면형상 계측 알고리즘의 검증

4.2.1 계측 프로그램의 검증

프로그램된 노면형상 계측 알고리즘의 검증을 위하여 정현파를 이용하였다. Fig 4.10 는 구동을 위한 데이터로서 시간 영역에서 FL축에는 1 Hz, FR축에는 2 Hz, RL축에는 3 Hz 그리고 RR축에는 4 Hz의 정현파를 4축 동시 구동 프로그램을 이용하여 유압 액츄에이터를 구동하였다.

Fig 4.11 은 주어진 데이터를 시뮬레이터를 구동하여 가속도 센서로부터 얻어진 값으로서 PXI 장비의 가속도 전용 A/D 모듈을 사용하여 구한 값으로 단위는 'g'의 가속도 신호이다.

Fig 4.12 은 가속도 신호를 노면형상 생성 프로그램을 통하여 변환한 그래프이다. 보이는 결과와 같이 대단히 양호한 결과가 얻어졌다. 실험상 1.2 Hz이하의 경우는 보정이 필요하였으며 아날로그 신호의 변환으로 인하여 샘플링 주파수를 10 kHz로 했을 경우 약 2초정도 후에 정상상태를 찾아가는 모습을 보였다. 이는 실험시 보정이 반드시 필요한 부분이다.

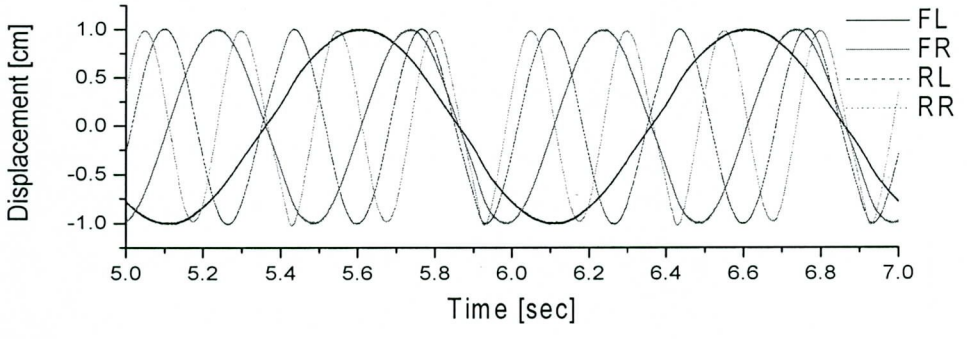


Fig 4.10 Standard sine signal

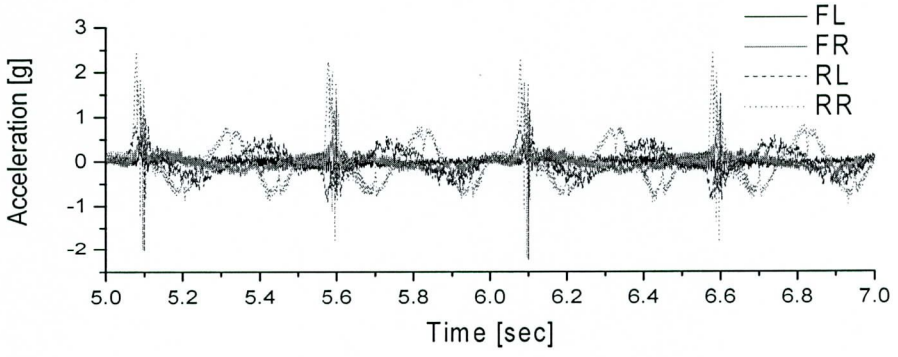


Fig. 4.11 Signal acquired from accelerometer

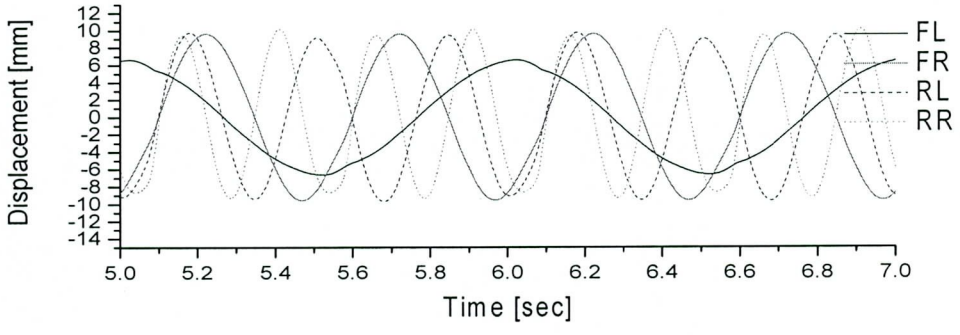


Fig. 4.12 Signal transformed into displacement

4.2.2 실험 환경

실차 실험은 Fig. 4.13과 같이 차량이나 사람의 이동이 거의 없는 아스팔트 도로 상에서 실시하였다. 노면의 거칠기를 파악하기 위해 동전으로 상대크기를 비교해 보았다.

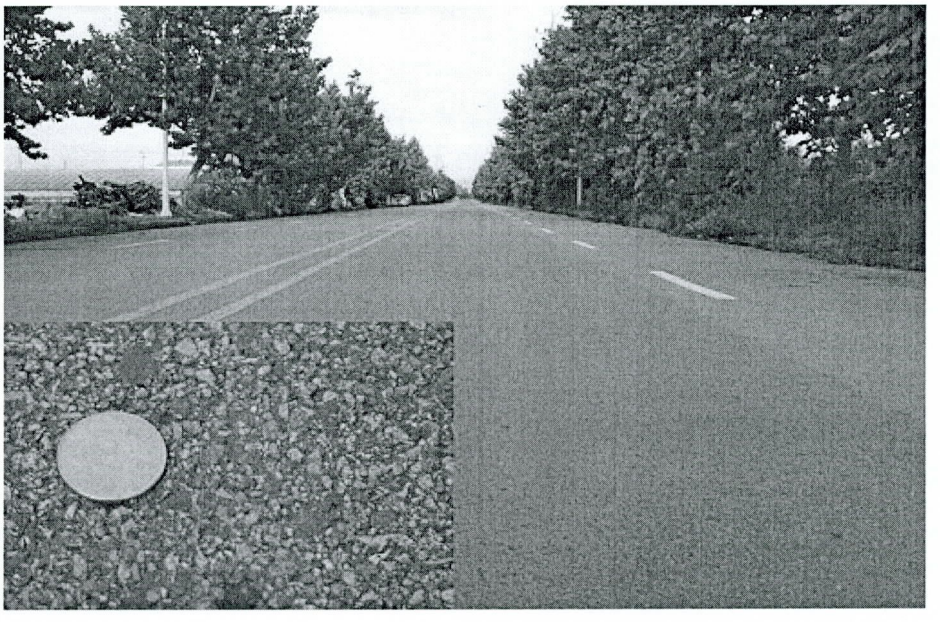
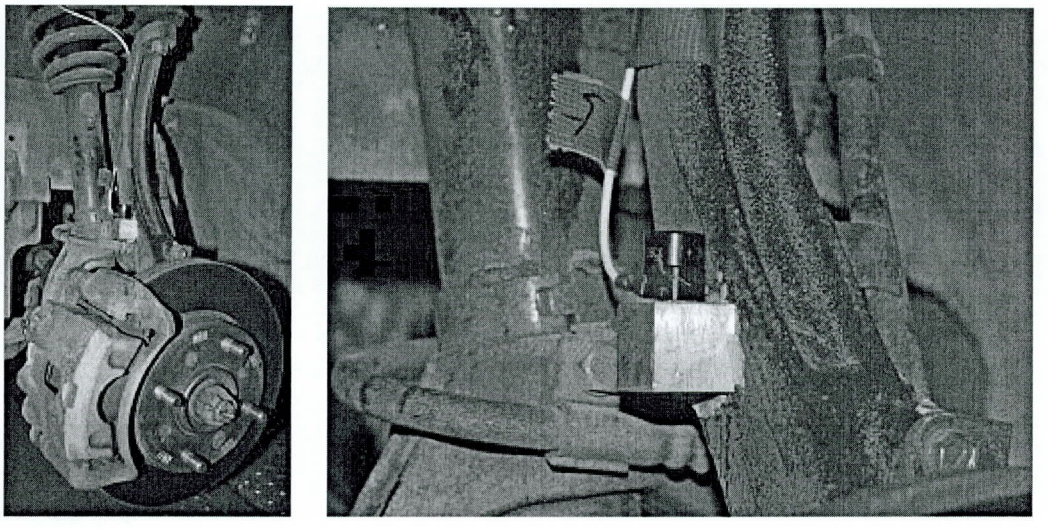


Fig. 4.13 Asphalt road for vehicle test

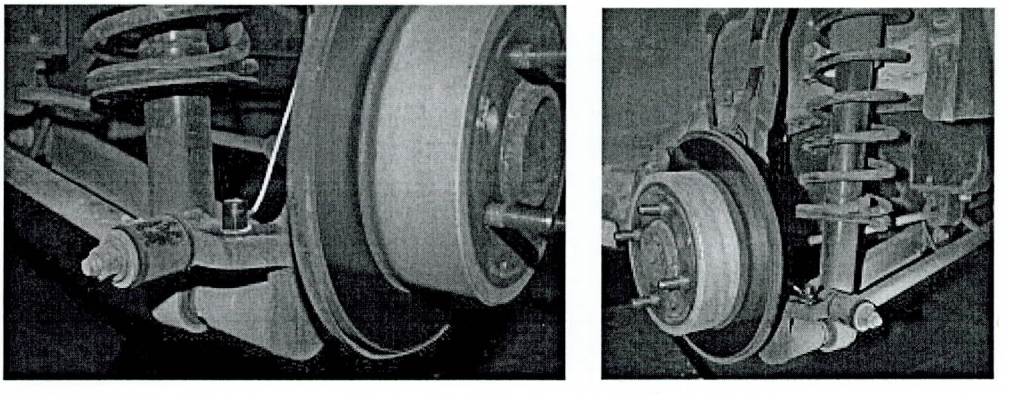
4.2.3 실차 계측

실차실험에 이용된 차량은 배기량이 2,000 cc이고 국내에서 생산 운용중인 중형차이다. 또한 기어단계별 자동차의 거동을 측정하기 위해 수동변속기의 차량을 이용하였다. 주행실험은 국제 표준규격인 ISO, JASO에서 기술하고 있는 실차 주행실험 방법을 참고하여 기어 1단에서 20 km/h, 기어 2단에서 40 km/h, 기어 3단에서 60 km/h로 실험방법을 선정하여 직선주행만을 실행하였다.[37] 속도는 GPS를 이용하여 측정하였으며 가속도의 측정부위와 차량의 설치는 Fig. 4.14~Fig. 4.15와 같이 설정하였다. 전륜의 경우 가속도계 부착위치가 부적절하여 휠과 가장 가까운 부

위에 Fig. 14(a)서 보이는 바와 같은 구조물을 장착하였다. 가속도계는 PCB사의 ICP형식을 사용하였고 습득장비는 Pimento 사의 장비를 사용하였으며 장비에서 지원하는 FFT의 결과와 Visual C++.Net을 사용하여 개발한 코드 결과가 일치하였다.



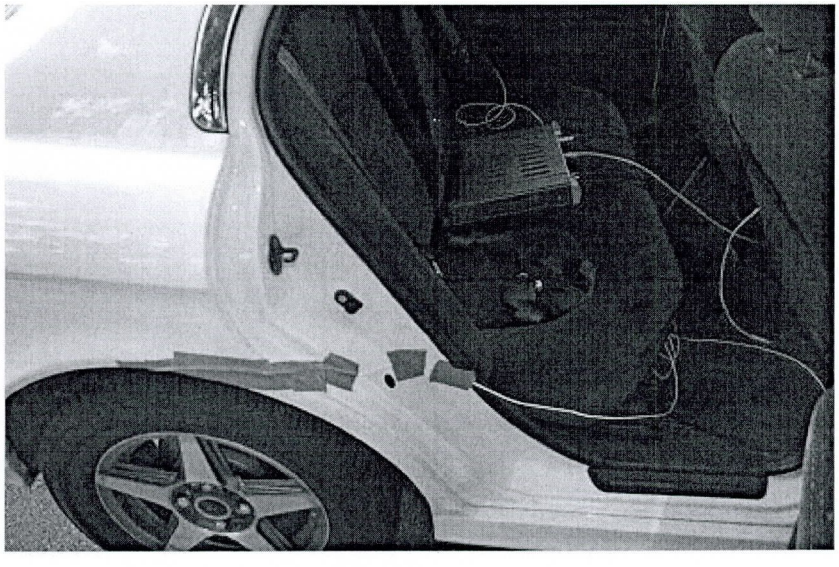
(a) Front wheel



(b) Rear wheel

Fig. 4.14 Attached position of accelerometer

(a) Front position of test vehicle



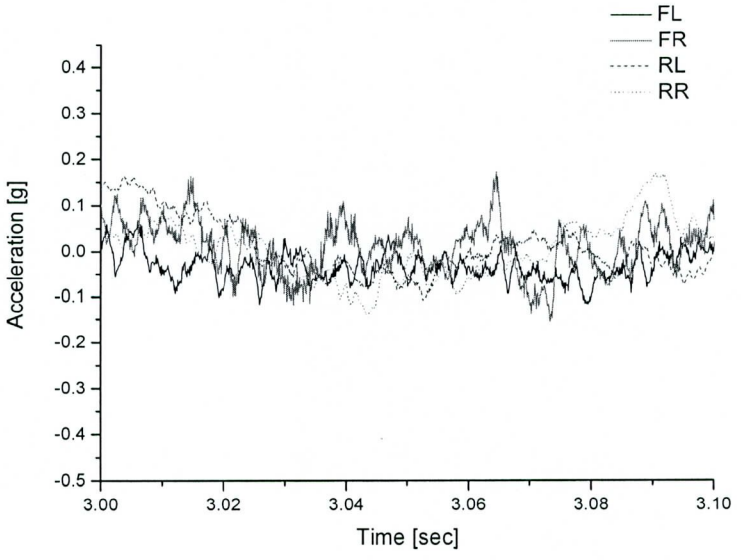
(b) Rear position of test vehicle

Fig. 4.15 Test vehicle attached to accelerometer

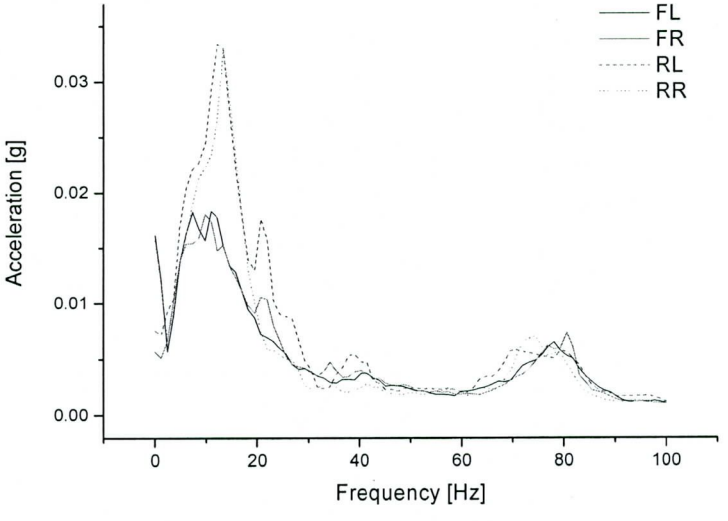
측정한 가속도 데이터의 샘플링 주파수는 10 kHz로 설정하였고 주행여건상 20 km/h의 경우 45초, 40 km/h의 경우 20초, 60 km/h의 경우 15초 동안 샘플링을 실행하였다.

Fig. 4.16(a)의 데이터는 20 km/h 로 주행하면서 구해진 가속도 신호의 일부분이고 (b)는 FFT한 결과이다. FFT결과에서 보이는 바와 같이 주행 중 주된 영역은 대략 30 Hz 이하로 나타났으며 첫 번째 모드는 15 Hz부분에서 일어남을 알 수 있었고 노면의 상태가 차량의 좌측과 우측에 차이가 있었음을 알 수 있다.

Fig. 4.17 의 40 Hz와 Fig. 4.18의 60 Hz 또한 마찬가지의 결과를 나타내고 있다.

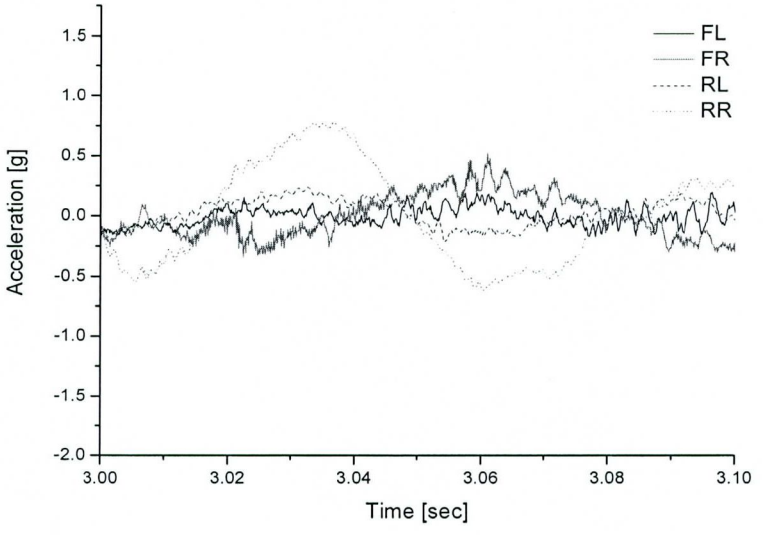


(a) Time data

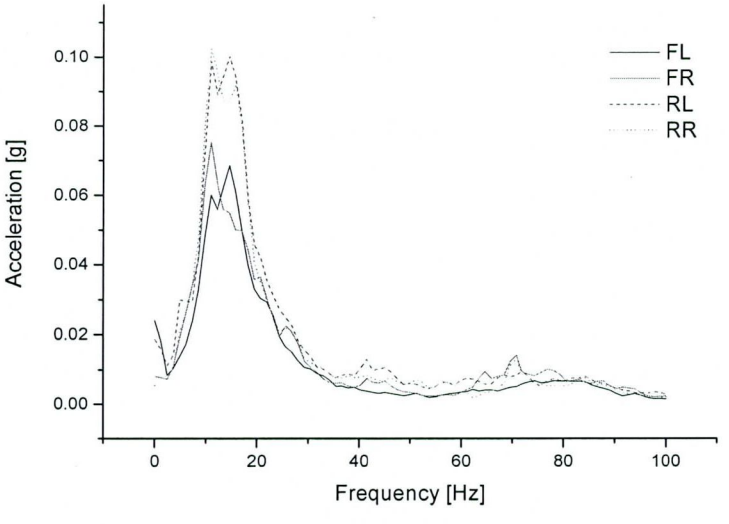


(b) FFT result

Fig. 4.16 Acceleration data acquired from the accelerometer at 20 km/h

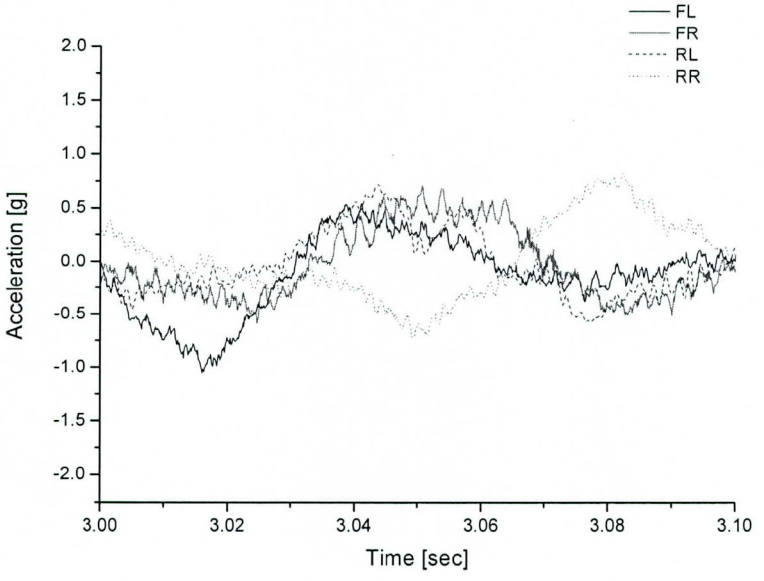


(a) Time data

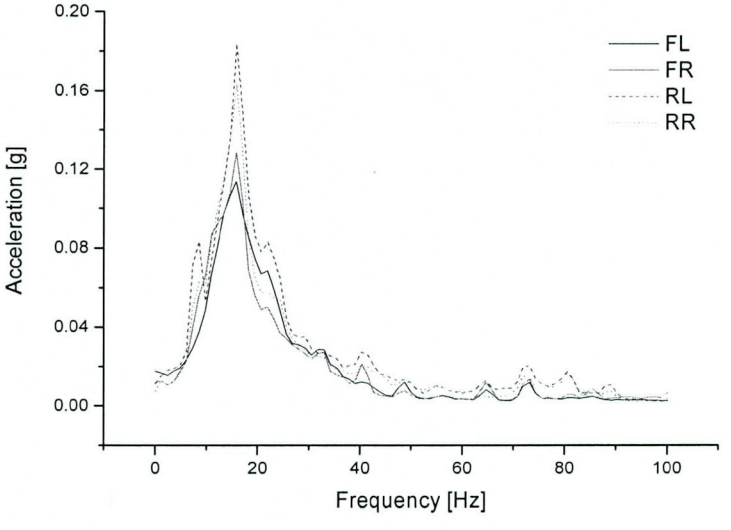


(b) FFT data

Fig. 4.17 Acceleration data acquired from the accelerometer at 40 km/h



(a) Time data



(b) FFT data

Fig. 4.18 Acceleration data acquired from the accelerometer at 60 km/h

4.2.4 노면의 변위형상

전술한 바와 같이 유압 시뮬레이터에 있어 노면의 변위형상은 실험 결과에 대한 신뢰성 여부를 판가름 지을 만큼 가장 기초적이고 핵심적이다. 따라서 본 연구에서는 실차 실험을 통해 구한 실차 데이터를 이용하였다. 노면의 변위형상을 계측하기 위해서 센서위치에 따른 변위신호를 구해야 하는데 절대적인 변위를 측정하기 위하여 가속도 센서를 이용해 얻은 신호를 프로그램에 의해 변위로 변환하였다.

실차 실험은 국내에서 운용중이 2000 cc급 자동차로 선정하여 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h로 변화시켜 진행하였다. Fig. 4.19~Fig. 4.22에서 보이는 바와 같이 각 속도에 해당하는 변위 데이터는 대략 전륜(FL과 FR)과 후륜(RL과 RR)이 비슷한 특성을 나타냈다. Fig. 5.22은 20 km/h에서 필터링 하지 않은 순수한 FFT 데이터와 30 Hz이하를 필터링한 FFT데이터를 비교한 그래프로서 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 본 연구에서 개발한 시뮬레이터가 30 Hz 범위까지 신뢰할 수 있다고 판단하여 노면 형상 구현을 위한 생성 데이터는 20 km/h에서 30 Hz이상 필터링을 적용한 데이터로 실험하였다. 이때 사용한 필터는 LabVIEW를 이용해 프로그래밍한 FIR 밴드패스 필터를 사용했으며 사용범위는 저주파 영역 0.2 Hz에서 고주파 영역 30 Hz를 적용했다. 샘플링은 초당 1만개에 해당하는 10 kS/s로 행하였다.

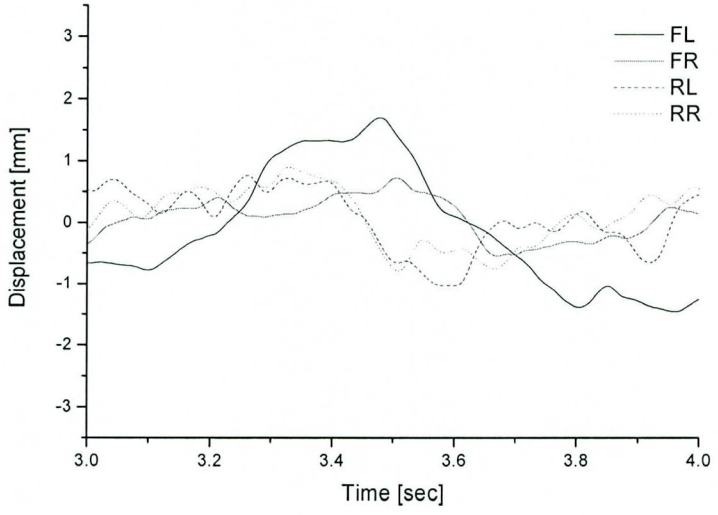


Fig. 4.19 Real-vehicle's time-displacement data at 20 km/h

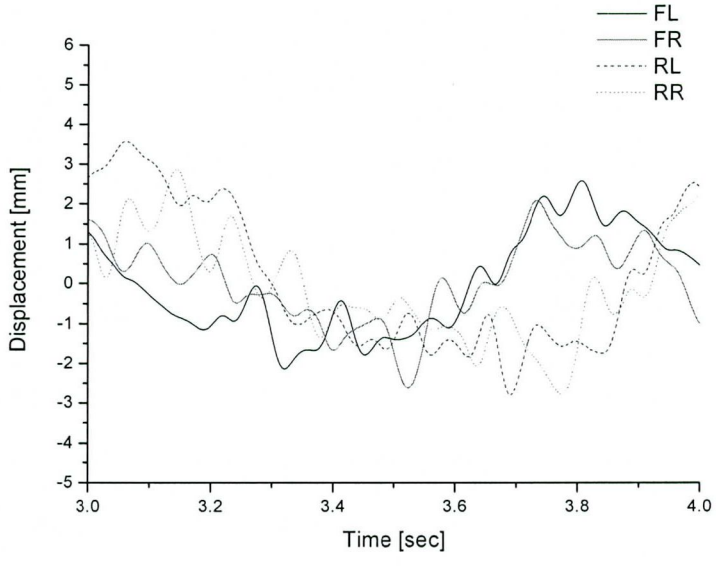


Fig. 4.20 Real-vehicle's time-displacement data at 40 km/h

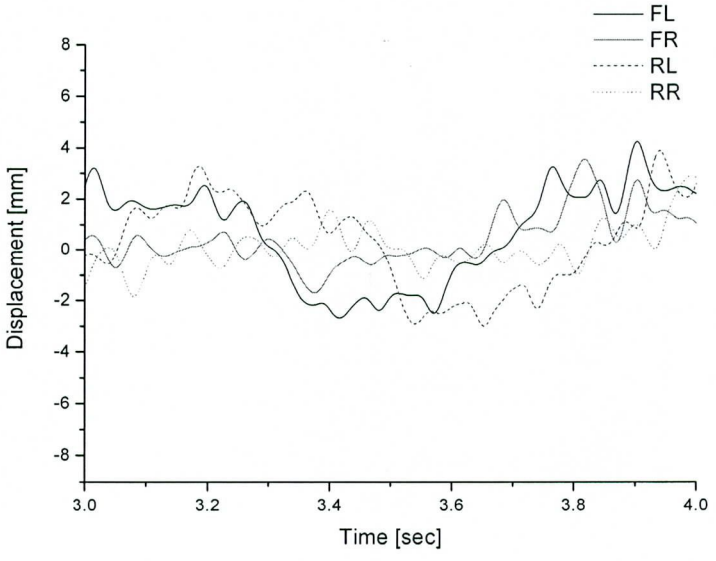
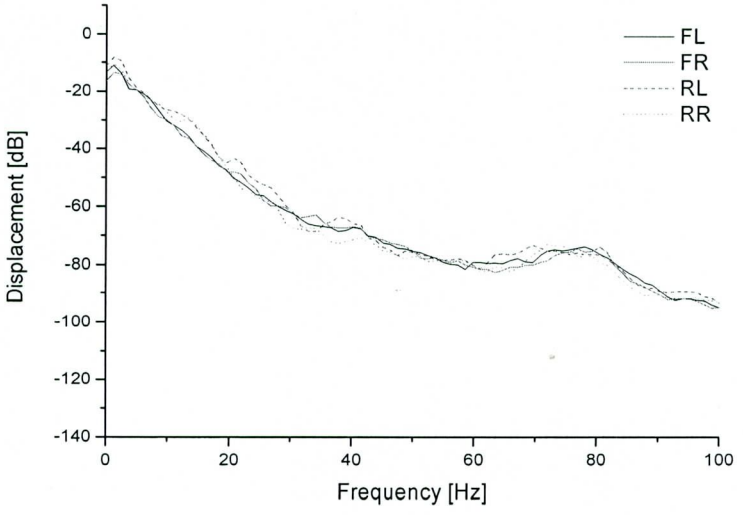
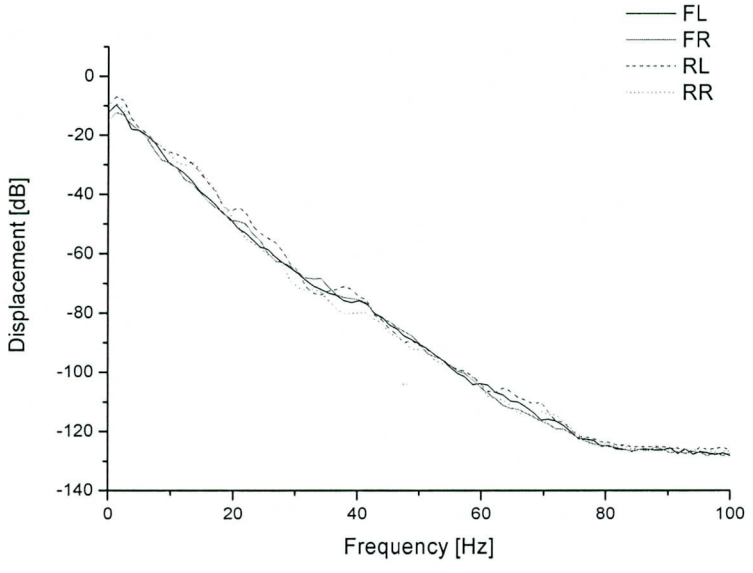


Fig. 4.21 Real-vehicle's time-displacement data at 60 km/h



(a) Pure FFT data before FIR filtering



(b) Acquired FFT data after FIR filtering

Fig. 4.22 Comparison of pure and filtering FFT data at 20 km/h

4.2.5 1/5 스케일 자동차의 실험

본 연구에 사용된 시뮬레이터는 제반 여건상 실차의 1/5스케일에 해당한다. 1/5스케일의 시뮬레이터에서 차량의 동특성을 파악하기 위해 사용된 차량은 단기통 가솔린 엔진 차량으로 Fig.4.23와 같은 구조를 가지고 있다. 이의 실험을 위해 실차실험과 같은 장소에서 주행 실험을 행하였고 가속도계 및 습득 장치 또한 실차 실험때와 같은 장비로 최대한 유사한 조건으로 실행하였다.

Fig. 4.24와 Fig. 4.25는 1/5스케일 차량의 전륜 휠 부분에 장착된 가속도계의 모습이다.

Fig. 4.26(a)은 1/5 스케일 차량의 가속도 신호로서 차량의 특성상 20 km/h의 실험만이 가능하였다. Fig. 4.26(b)는 가속도 신호를 FFT한 power spectrum으로 실차의 경우 주 영역대가 20 Hz 부근 인 반면 50~60 Hz 부근에서 주 영역이 나타나고 있다.

이는 프로그램 작성시 주의해야 할 부분으로 실차 적용시에도 보정이 요구된다.

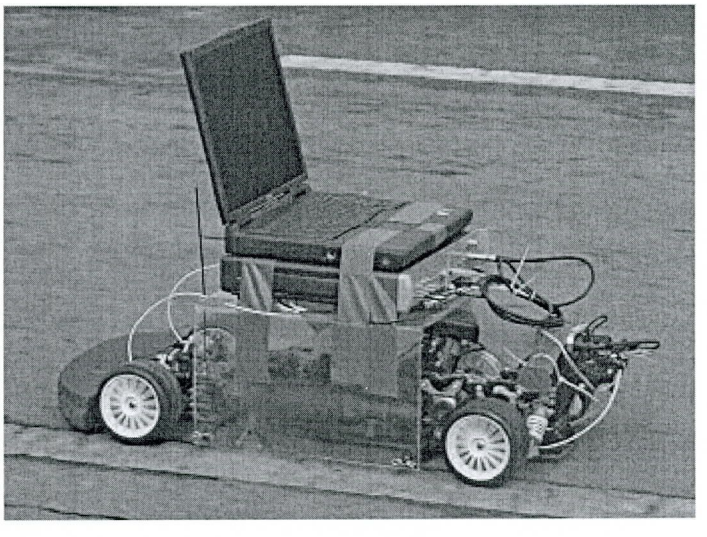


Fig. 4.23 1/5 scale test vehicle

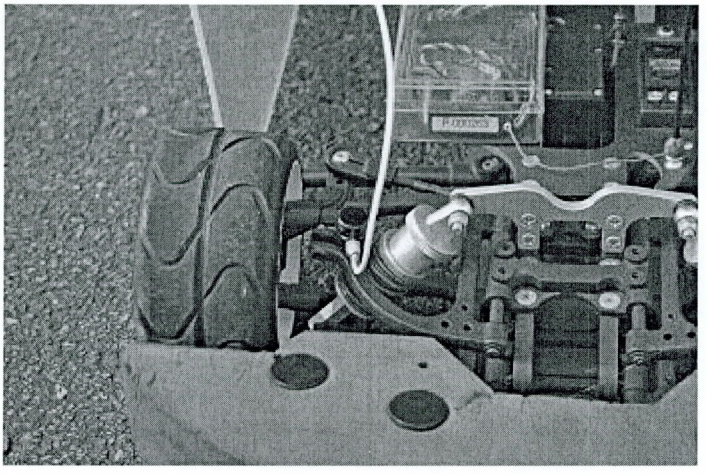


Fig. 4.24 Attached accelerometer to front right wheel frame

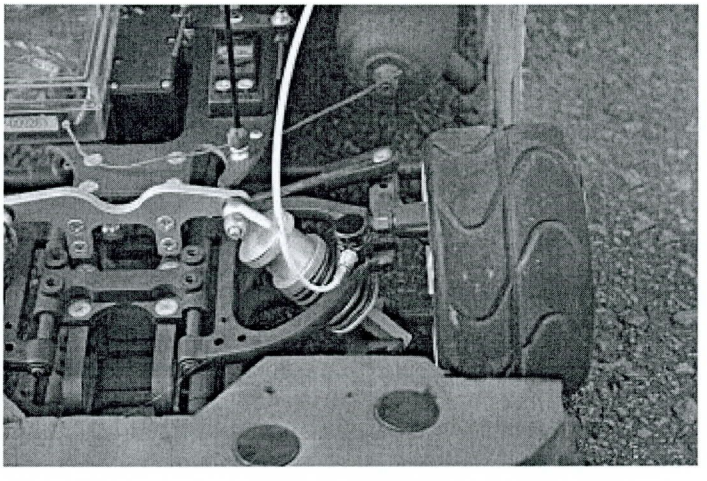
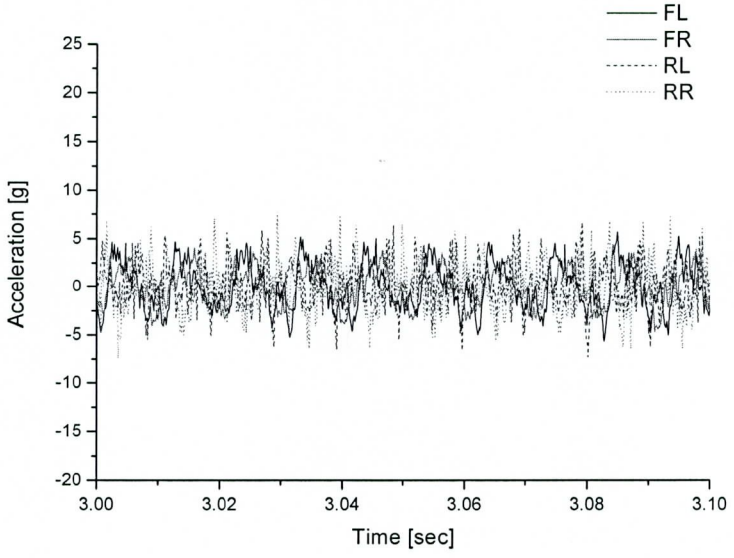
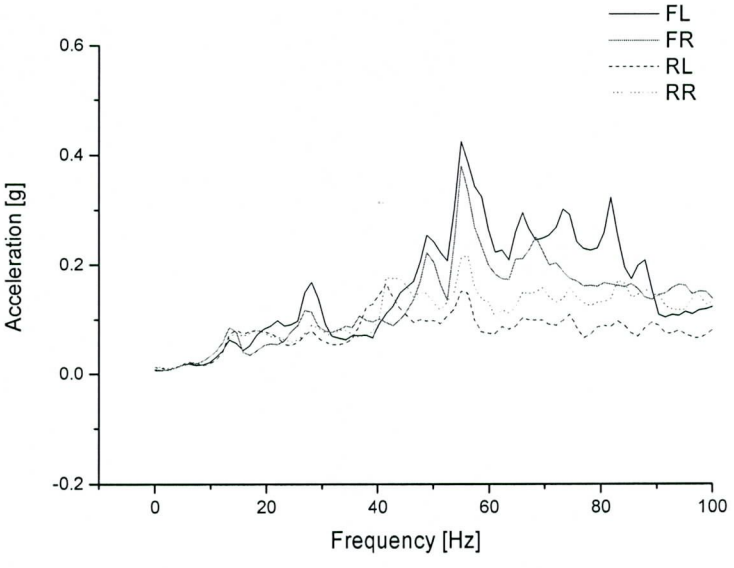


Fig. 4.25 Attached accelerometer to front left wheel frame



(a) Time data



(b) FFT data

Fig. 4.26 Date of 1/5 scale test vehicle

4.3 노면형상 구현 알고리즘의 검증

4.3.1 주파수 응답함수

자동차는 복합 구조물로서 선형, 비선형의 구조를 모두 포함하고 있다. 특히 타이어는 대표적인 비선형 구조이다. 이러한 차량의 특성으로 인해 각각의 부품의 특성을 파악하여 차량 전체의 동역학적 해석을 한다는 것은 대단히 난해한 일이다. 그러나 차량의 동역학적 특성을 주파수 응답함수(Frequency Response Function : FRF)를 구함으로써 시간 영역이 아닌 주파수 영역에서 해석한다면 그 특성을 보다 쉽게 파악할 수 있다. 차량의 FRF를 구하기 위해서 일반적으로 white noise를 사용해 왔다. white noise란 모든 주파수에 걸쳐서 스펙트럼 밀도가 일정한 신호를 말하며 white noise가 필터링 되면 pink noise가된다. pink noise는 특정 주파수만 강조한 noise 일명 colored noise라고 하기도 한다. 주로 사용되는 white noise에는 Gaussian white noise와 periodic white noise 그리고 uniform white noise 세 가지가 있다.

본 연구에서는 앞서 선정한 노면 형상에 적용시키기 위해 Gaussian white noise와 periodic white noise 그리고 uniform white noise에 모두 적용시켜보았다. 그 결과 세 가지 white noise의 결과가 거의 일치하므로 가장 일반적인 white noise인 Gaussian white noise를 적용하기로 했다. 또한 차량이나 기계 구조물은 주 주파수 영역이 50 Hz이하이기 때문에 필터링 된 노이즈를 통해 응답함수를 구하는 것이 타당하다.[5),9)] 차량의 특성파악을 위한 필터의 경우 FIR필터와 IIR필터를 적용할 수 있지만 wihte noise의 특성상 본 연구에서는 LabVIEW를 이용하여 생성한 IIR필터를 사용하여 30 Hz 저주파통과 필터를 적용시켰다. Fig. 4.27, Fig. 4.31, Fig. 4.35은 LabVIEW를 이용해 생성한 Gaussian white noise, periodic white noise, uniform white noise를 각각 나타내었다. Fig. 4.28, Fig. 4.32, Fig. 4.36는 각각의 white noise에 대한 FFT power spectrum을 표현한 것이다. Fig. 4.29, Fig. 4.33, Fig. 4.37은 각각의 white noise에 FIR 필터 (30 Hz lowpass)를 적용한 것이다. Fig. 4.30, Fig. 4.34, Fig. 4.38은 각각의 white noise에 IIR 필터(30 Hz lowpass)를 적용한 결과이다. 이와 같은 결과를 통해 본 연구에서는 차량 특성 파악을 위한 white noise로 IIR 필터(30 Hz

lowpass)를 적용한 Gaussian white noise를 기준으로 적용하였다.

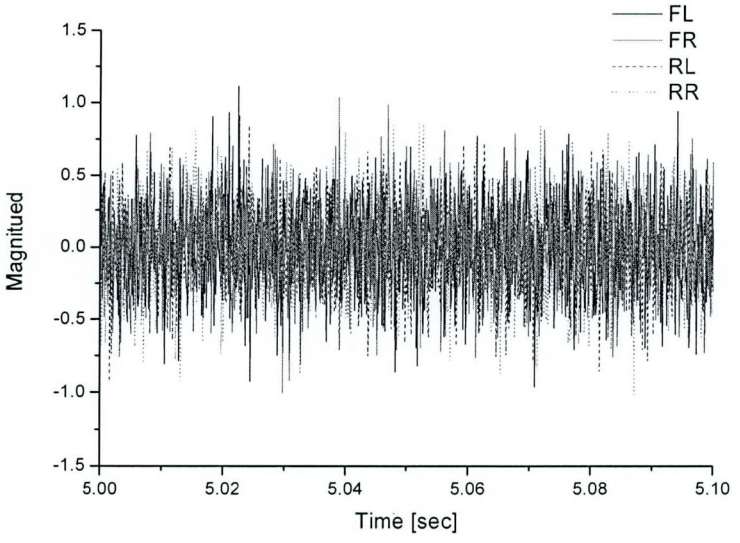


Fig. 4.27 Gaussian white noise made by LabVIEW

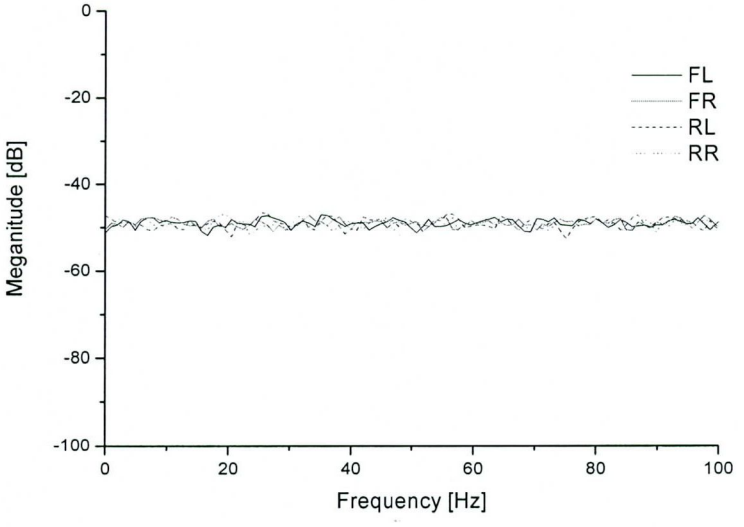


Fig. 4.28 FFT of Gaussian white noise

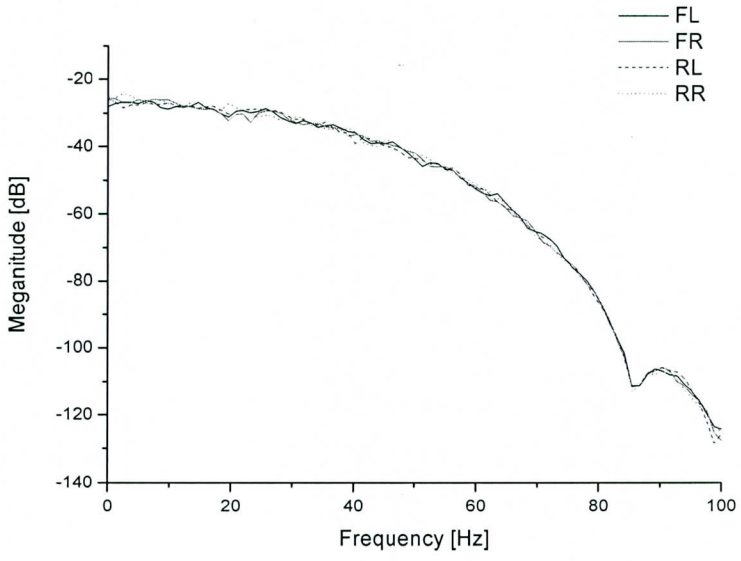


Fig. 4.29 Gaussian white noise filtered by FIR filter

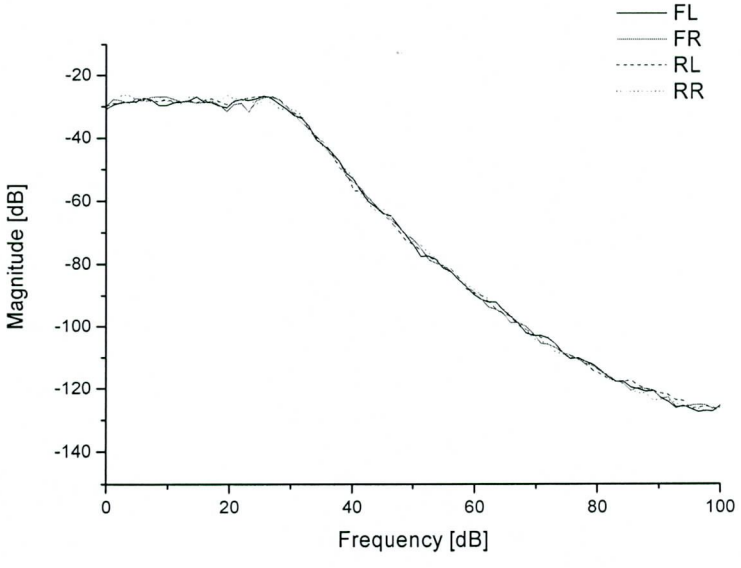


Fig. 4.30 Gaussian white noise filtered by IIR filter

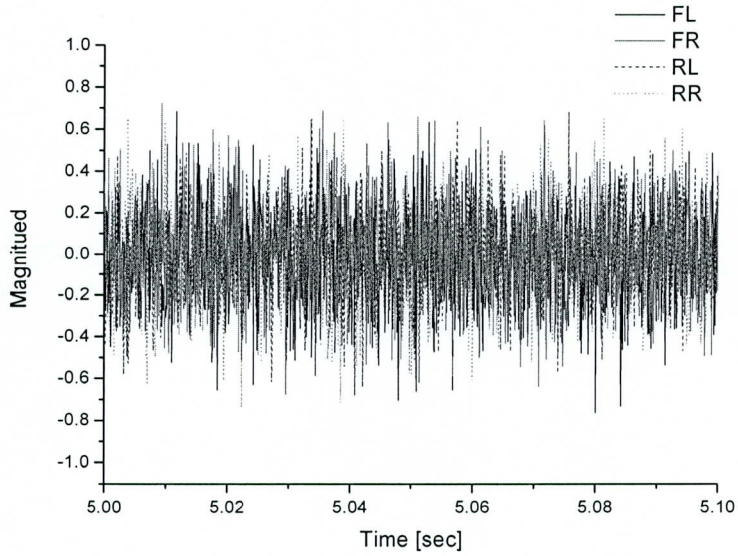


Fig. 4.31 Periodic random noise made by LabVIEW

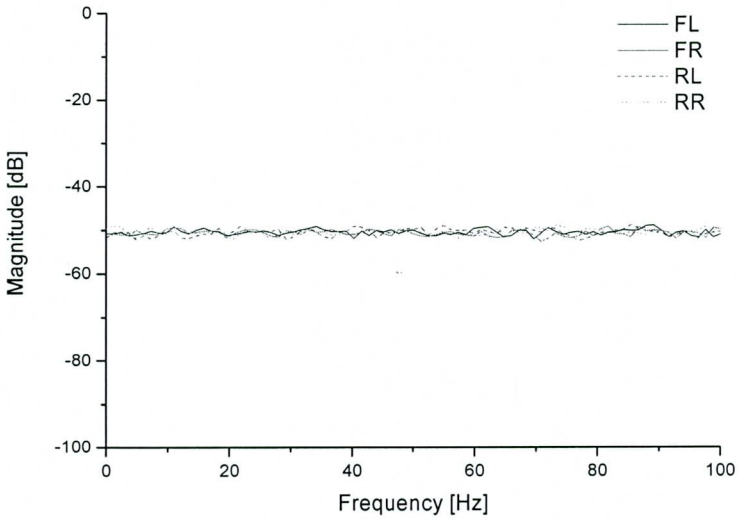


Fig. 4.32 FFT of periodic random noise

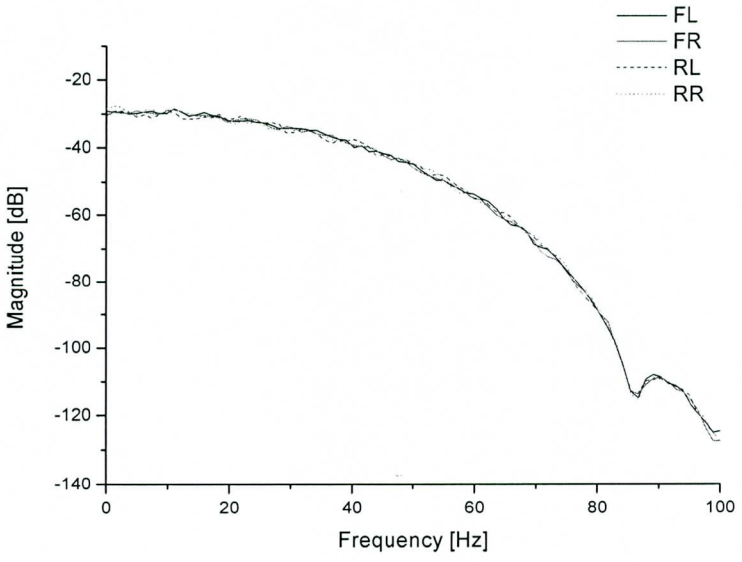


Fig. 4.33 Periodic random noise filtered by FIR filter

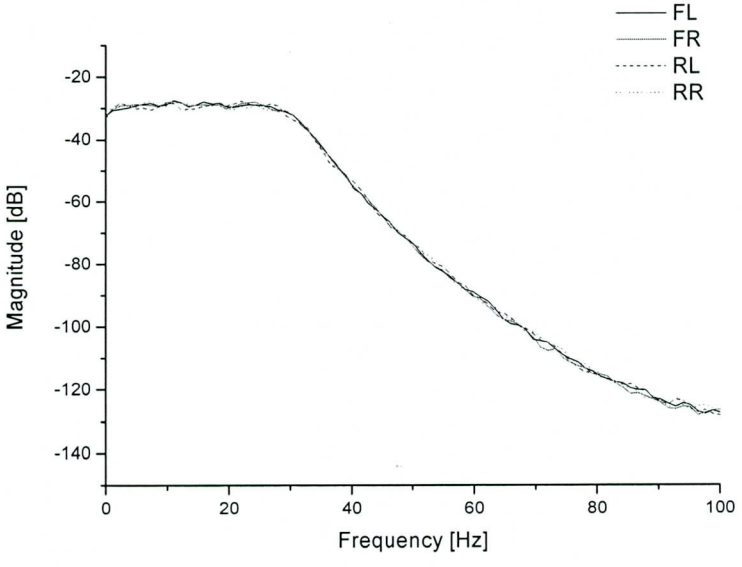


Fig. 4.34 Gaussian white noise filtered by IIR filter

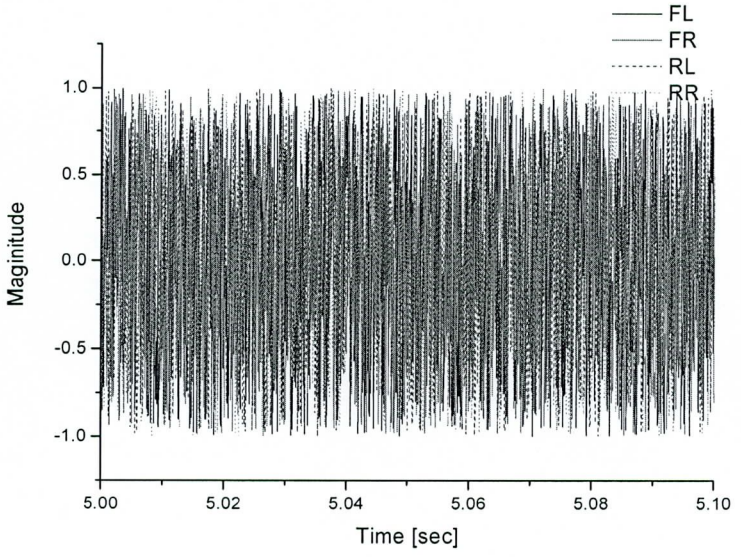


Fig. 4.35 Uniform white noise made by LabVIEW

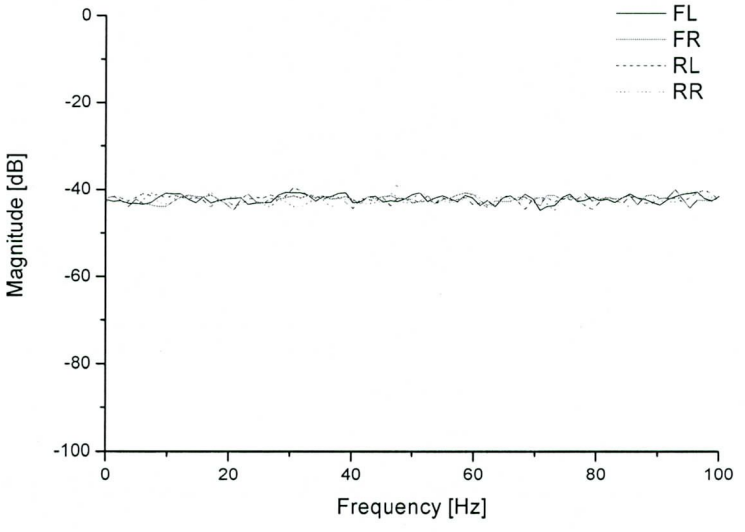


Fig. 4.36 FFT of uniform white noise

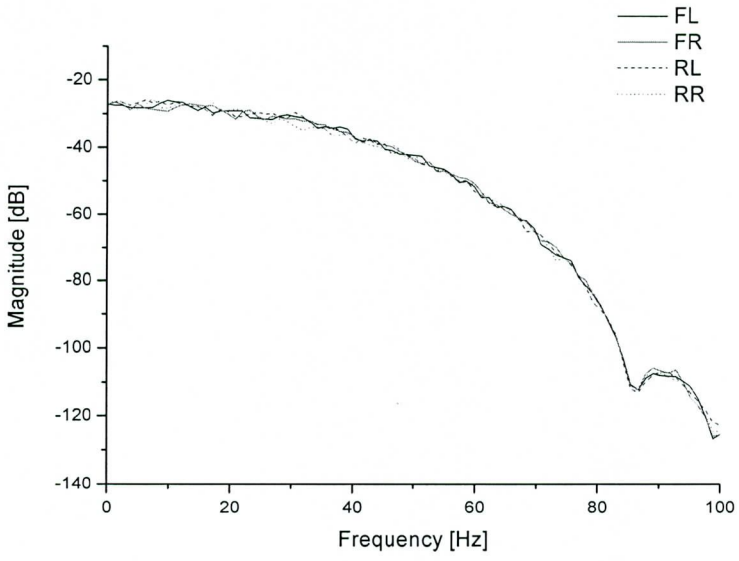


Fig. 4.37 Uniform white noise filtered by FIR filter

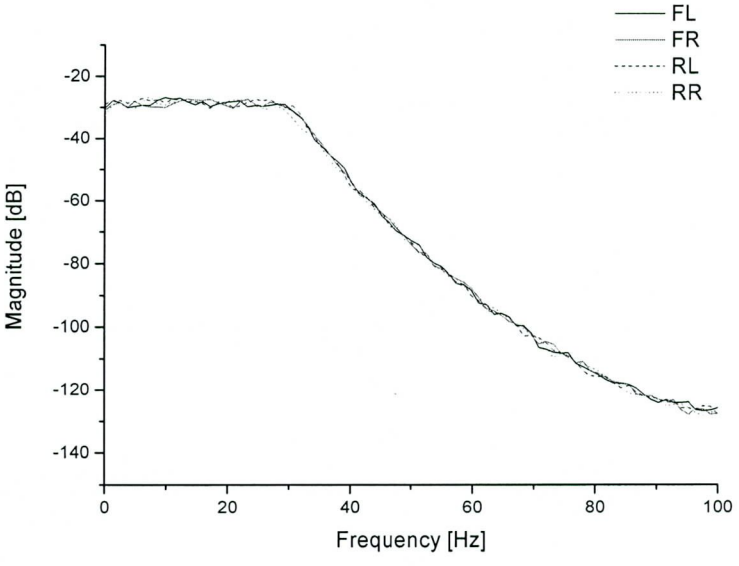


Fig. 4.38 Uniform white noise filtered by IIR filter

Fig. 4.39~Fig. 4.42은 노면형상 구현 프로그램을 실행하여 white noise를 시뮬레이터에 입력한 데이터와 실험 대상차량으로부터 받은 데이터의 전달함수 결과로서 주파수 영역의 전달함수를 나타낸 것이다. 각 Fig. 4.39~Fig. 4.42의 H_{X1}, H_{X2} H_{X3} H_{X4}는 X(FL)축에 미치는 FR축 RL축 RR축의 영향을 나타낸다. 결과를 통해 실험 차량의 20 Hz 미만에서 차량의 주된 응답을 보여주고 있으며 대략 10 Hz 부근의 영향이 가장 크다는 것을 보여주고 있다.

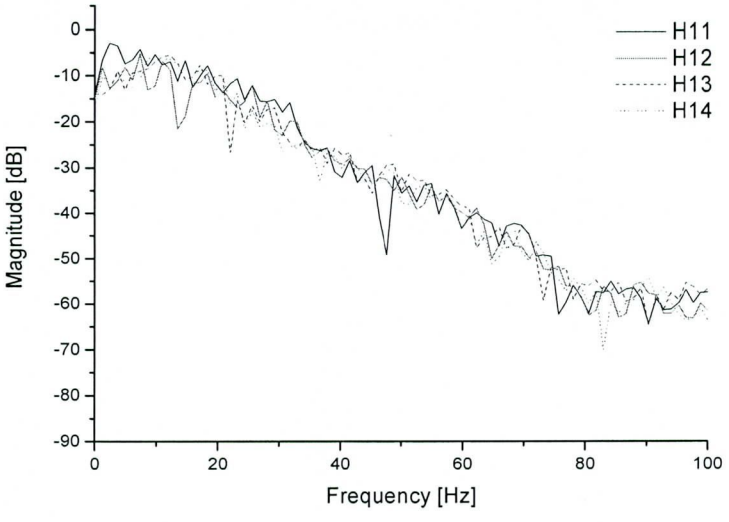


Fig. 4.39 FRF of FL axis

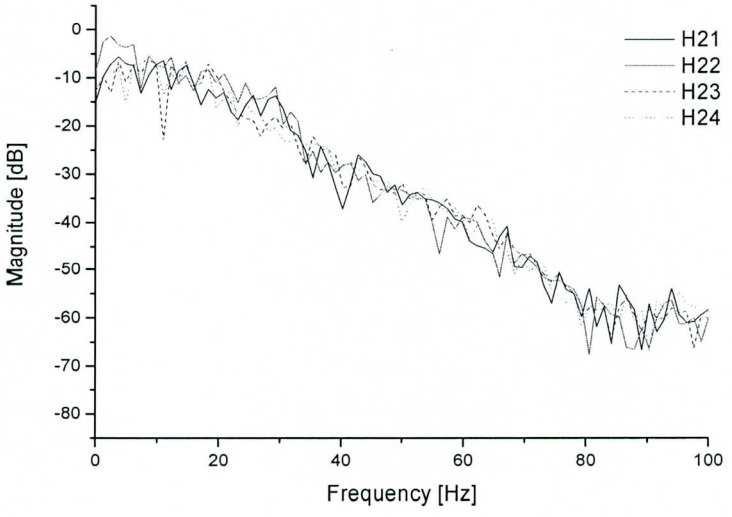


Fig. 4.40 FRF of FR axis

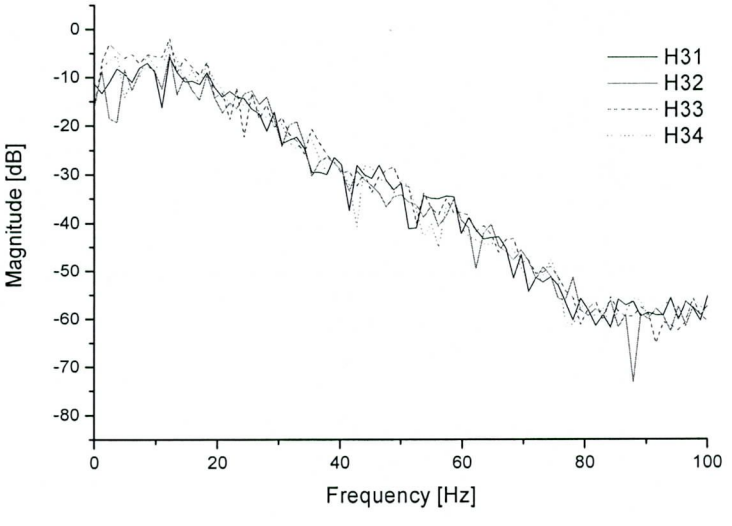


Fig. 4.41 FRF of RL axis

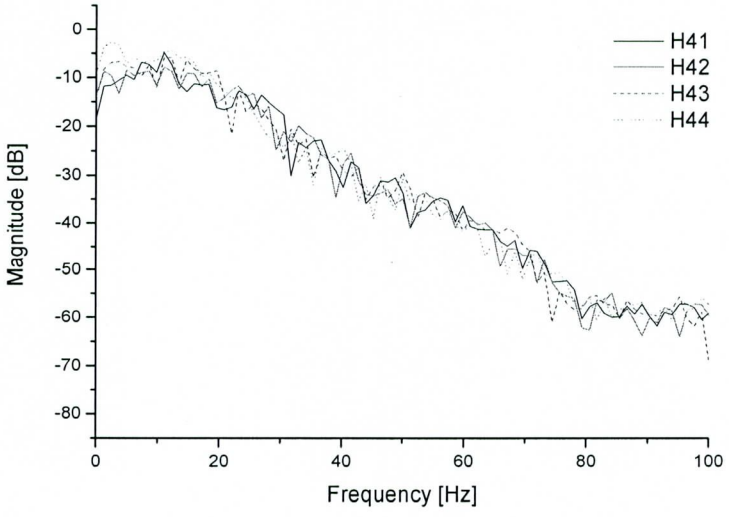


Fig. 4.42 FRF of RR axis

4.3.2 반복 개선작업

기준 노면형상의 데이터와 출력데이터는 유압 액츄에이터의 비선형성으로 인하여 실제 노면형상의 데이터로 재현시키기 위해서는 반복적인 입력 개선작업이 필요하다. 이를 위해 Visual C++.NET으로 프로그램 한 입력 재현 알고리즘을 바탕으로 기준 노면 데이터와 출력신호간의 분산오차의 비를 결정하여 그 과정을 반복해야 한다.

Fig. 4.43~Fig. 4.48 의 그래프는 반복 횟수에 대한 오차값을 나타낸 그래프이다. 반복 개선작업의 횟수에 따라 오차가 점차 줄어들고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 4.49~Fig. 4.52은 반복 개선작업의 효과를 주파수 영역에서 노면형상과 비교하여 살펴본 것이다. 이 결과를 통해 반복 개선작업의 횟수가 증가함에 따라 저주파 영역인 10Hz미만의 영역에서부터 노면 형상을 추종해가고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 4.53는 각 축이 반복입력 개선작업의 횟수에 대한 오차의 값을 RMS 오차의 비로 나타낸 것이다. 결과에서 보듯이 FL축과 RL축은 차량진행방향의 좌측이고 FR축과 RR축은 차량 진행방향의 우측으로 주행로의 특성으로 인한 결과로 해석된다.

Fig. 4.54은 반복 개선작업의 횟수에 따라 개선된 데이터와 기준 노면의 오차의 차이를 나타낸 결과 값으로 5번에 걸쳐서 반복된 경우의 오차신호는 5 %이내에 들었다.

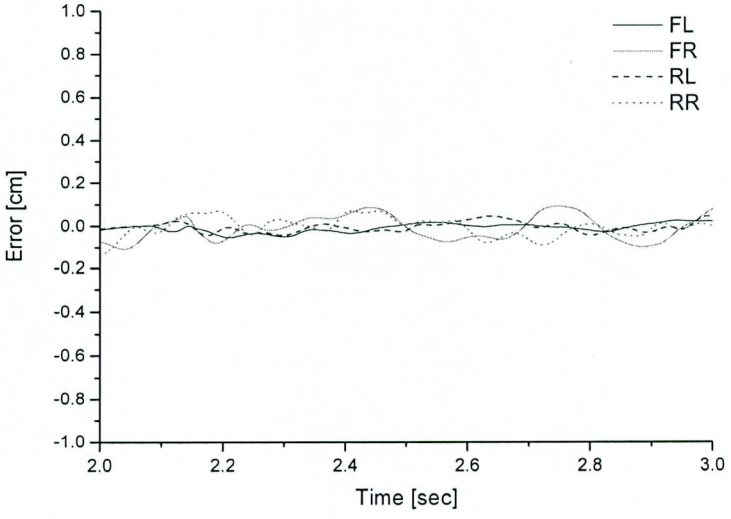


Fig. 4.43 1st displacement iteration error

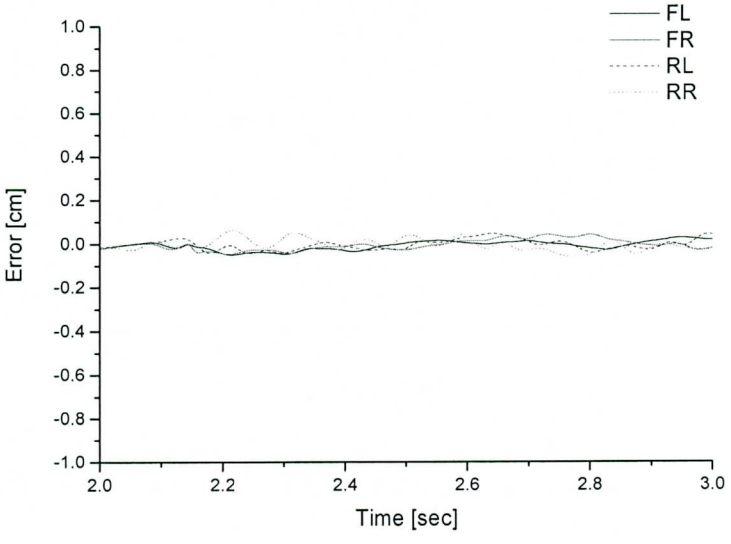


Fig. 4.44 2nd displacement iteration error

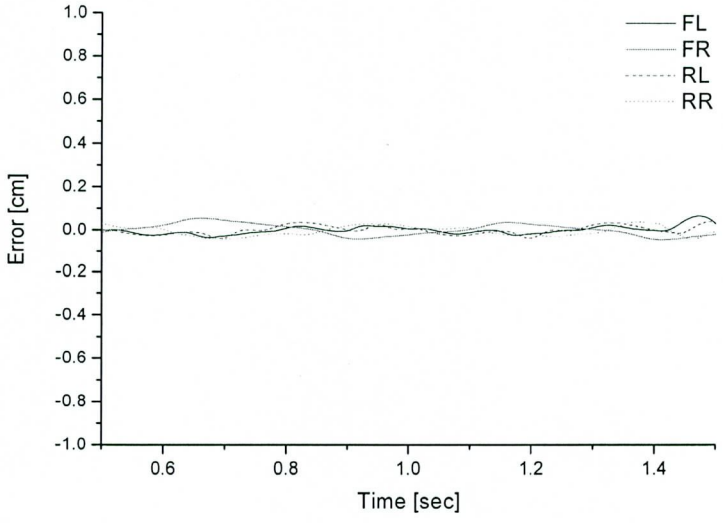


Fig. 4.45 3rd displacement iteration error

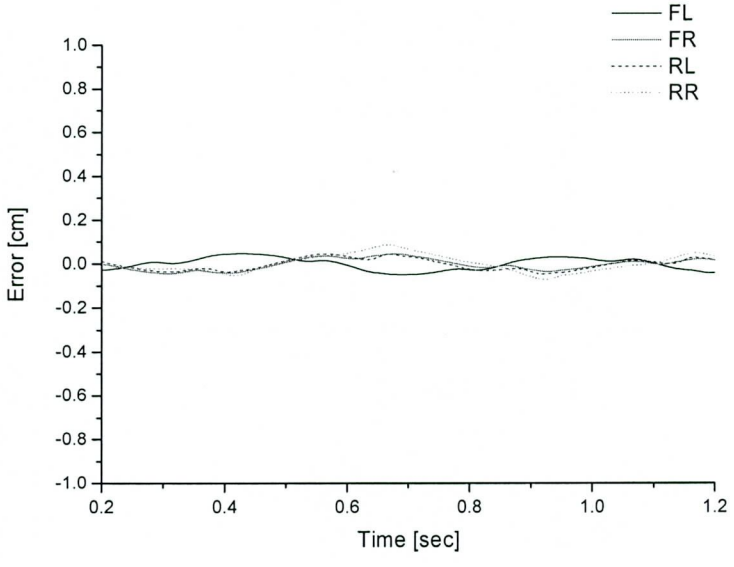


Fig. 4.46 4th displacement iteration error

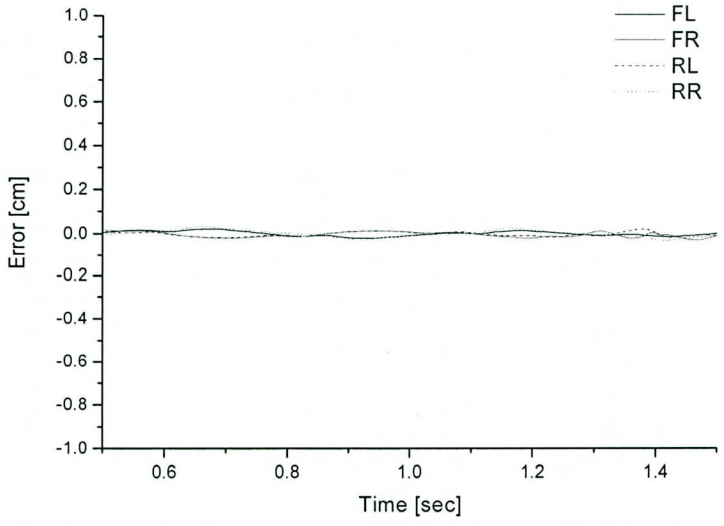


Fig. 4.47 5th displacement iteration error

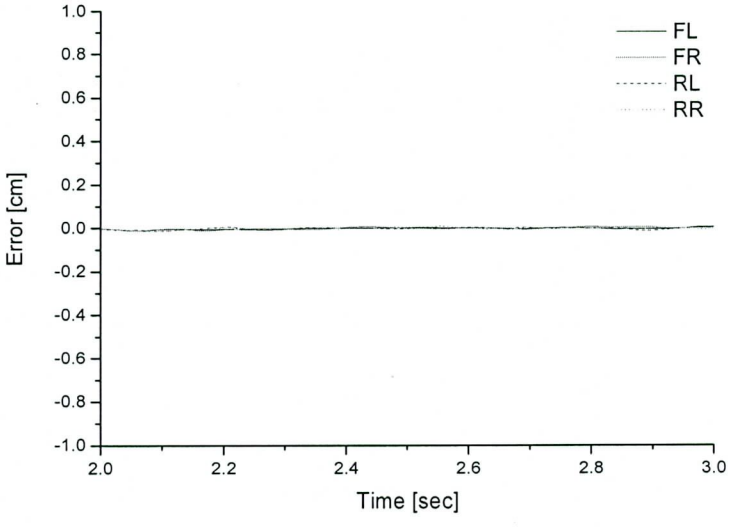
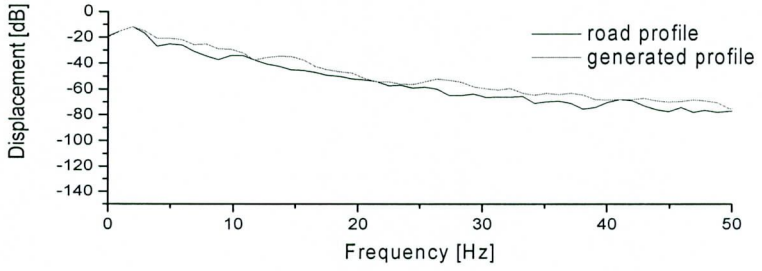
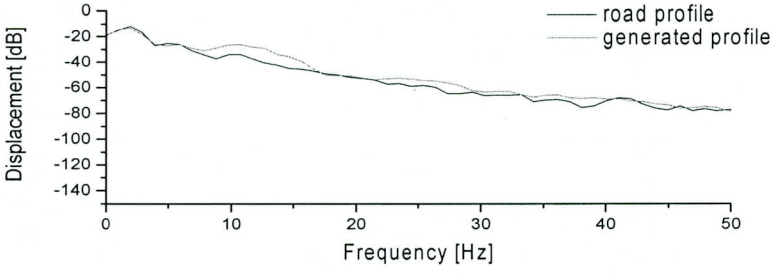


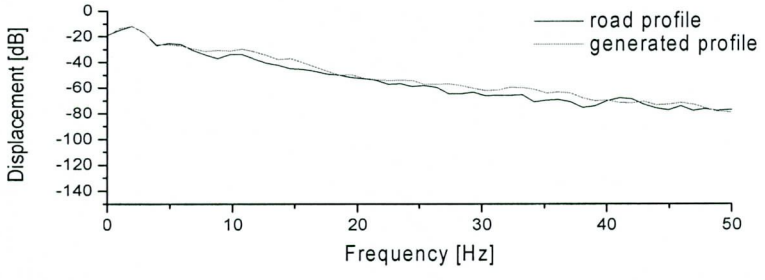
Fig. 4.48 6th displacement iteration error



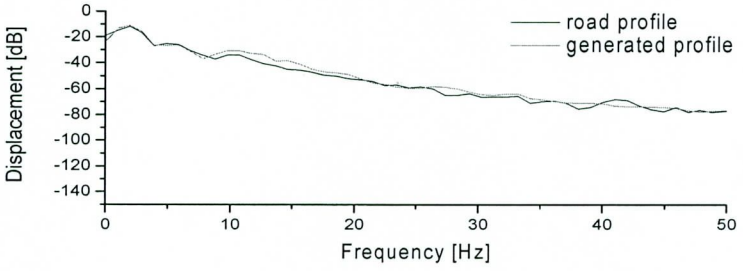
(a) Result of 1st iteration



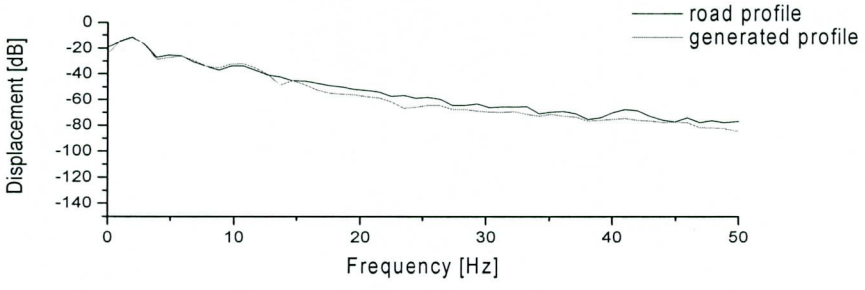
(b) Result of 2nd iteration



(c) Result of 3rd iteration

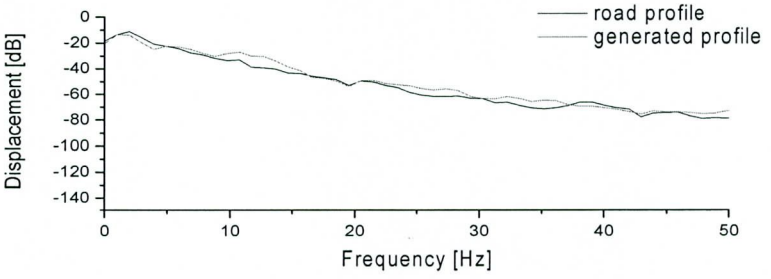


(d) Result of 4th iteration

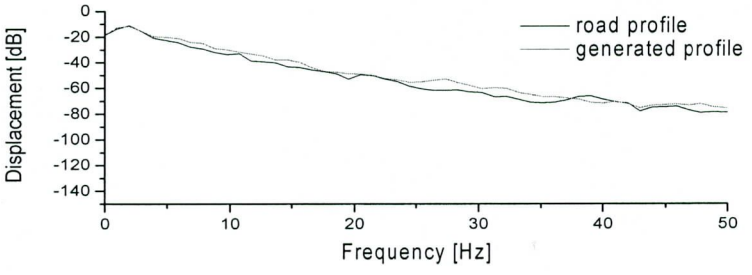


(e) Result of 5th iteration

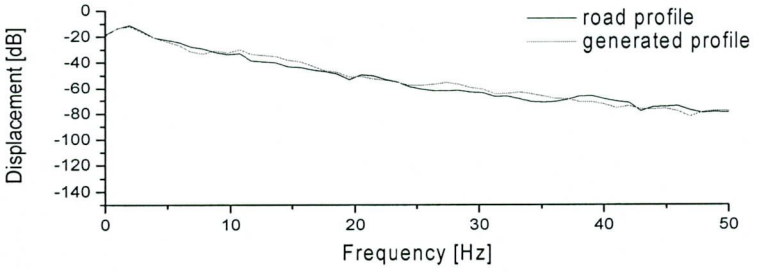
Fig. 4.49 Comparison of road profile and iteration power spectrum at FL axis



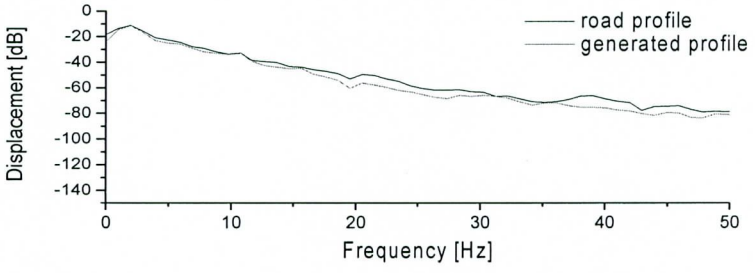
(a) Result of 1st iteration



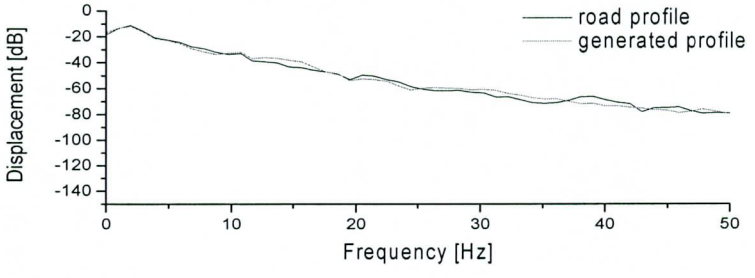
(b) Result of 2nd iteration



(c) Result of 3rd iteration

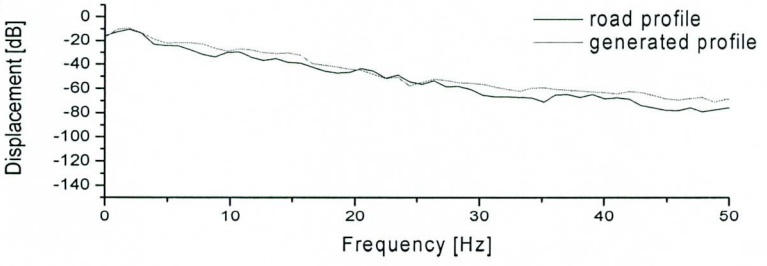


(d) Result of 4th iteration

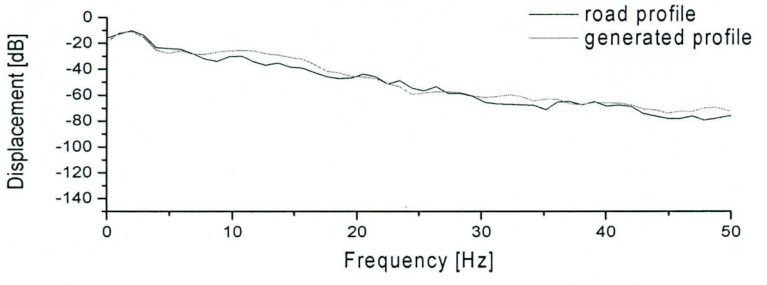


(e) Result of 5th iteration

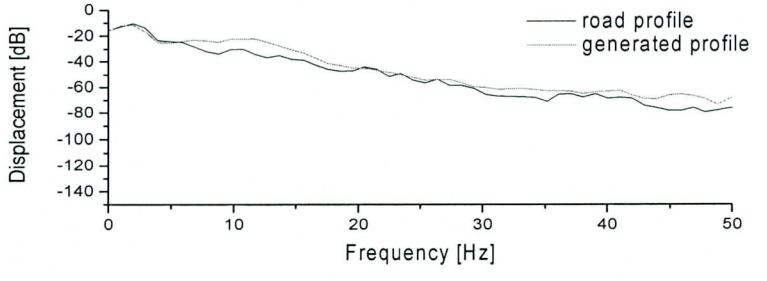
Fig. 4.50 Comparison of road profile and iteration power spectrum at FR axis



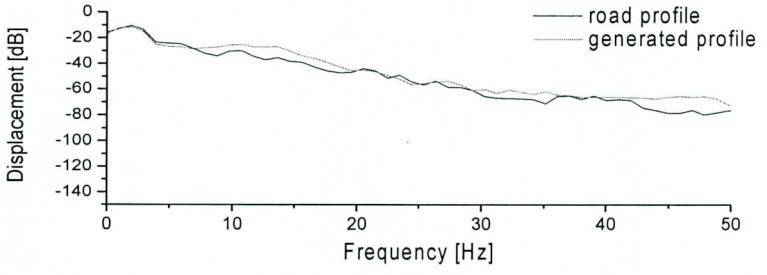
(a) Result of 1st iteration



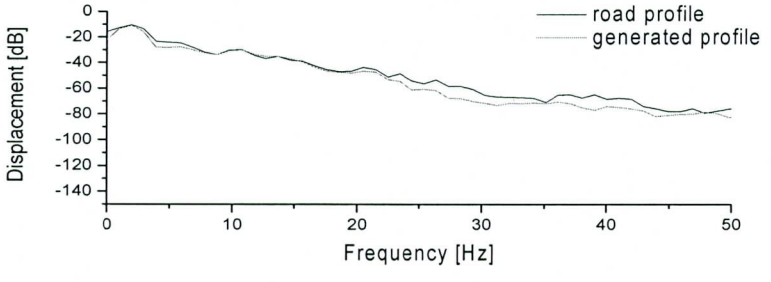
(b) Result of 2nd iteration



(c) Result of 3rd iteration

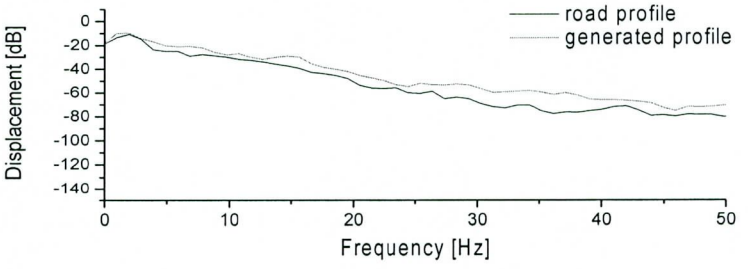


(d) Result of 4th iteration

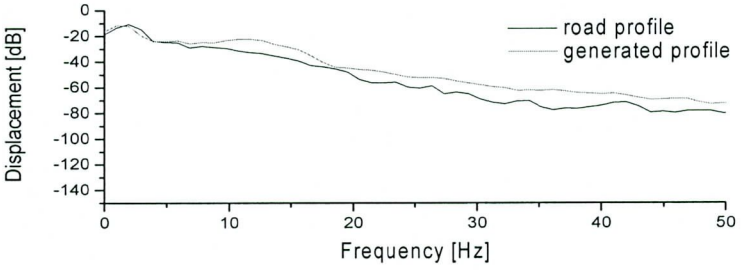


(e) Result of 5th iteration

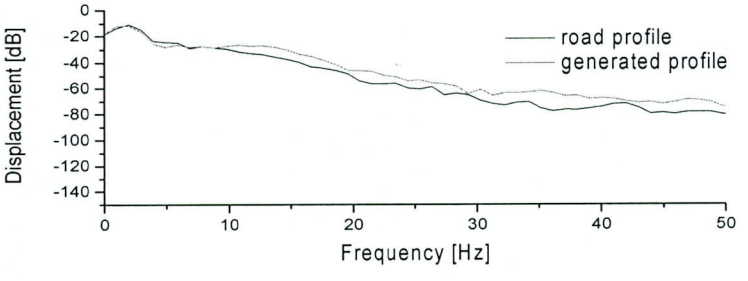
Fig. 4.51 Comparison of road profile and iteration power spectrum at RL axis



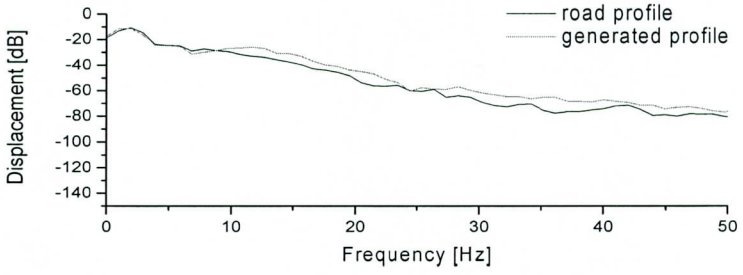
(a) Result of 1st iteration



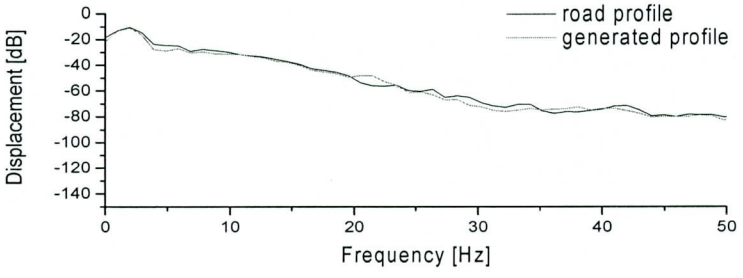
(b) Result of 2nd iteration



(c) Result of 3rd iteration



(d) Result of 4th iteration



(e) Result of 5th iteration

Fig. 4.52 Comparison of road profile and iteration power spectrum at RR axis

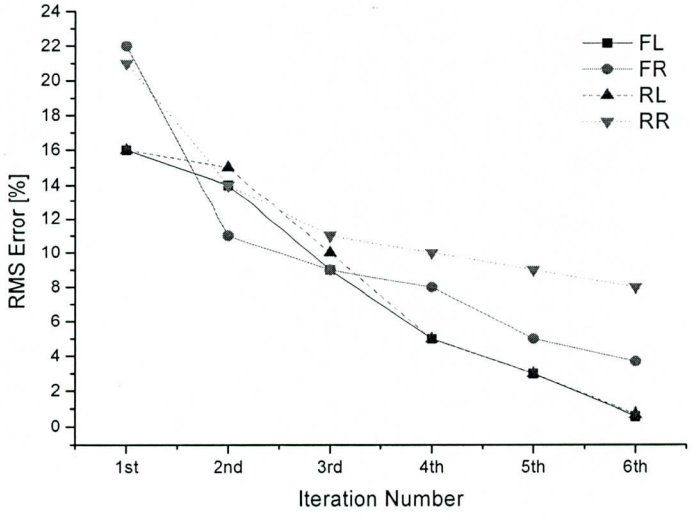


Fig. 4.53 RMS error of each axis according to iteration

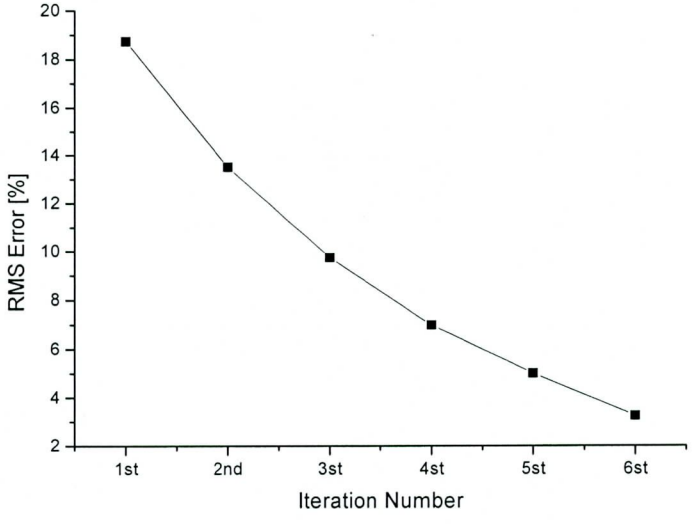


Fig. 4.54 Average RMS error of each axis according to iteration

4.3.3 노면형상 구현 알고리즘의 결과 및 고찰

노면형상 계측 알고리즘을 바탕으로 신호처리 기법을 이용하여 실제 상황에서 측정한 신호와 원하는 함수형태의 신호를 구현하기 위한 실험결과 한번의 반복개선작업으로도 출력값의 오차를 줄일 수 있었으며 다섯 번째 반복 개선작업의 결과로서 구하고자 하는 데이터와 비교했을 때 만족할만한 결과를 추종하였다. 다섯 번째 이후의 결과는 비선형적인 요소가 많은 노면형상 데이터를 고려할 때 가까운 값으로 추종되었다고 할수 있는데 반복 개선작업은 횟수를 반복할수록 요구하는 데이터와 의 오차가 더욱 적어질 것으로 판단하였으며 그 차이는 아주 적었다. 따라서 오차신호를 5 %대로 일직선에 가까운 값으로 나타내기 위한 반복 개선과정은 다섯 번째에서 가장 이상적일 것으로 판단된다.

반복 개선작업에 따른 오차를 비교한 결과는 5번 정도의 개선작업으로 오차신호가 5 %이하로 수렴됨을 알 수 있었고 시스템의 특성상 5 %이하의 오차를 줄이기에는 한계가 있었다.

반복 개선과정을 끝낸 데이터를 시뮬레이터에 입력으로 주어 현가장치에서 출력되는 데이터와 기준 노면 데이터를 비교한 결과 출력데이터의 형태를 비교하여 볼 때 본 논문에서 구하고자 하는 요건을 갖추고 있다고 말할 수 있으나 데이터가 다소적은 값으로 출력되어 일치하지 않는 문제점이 발생하였다. 그러나 이 값은 실제로는 아주 작은 값이며 5 %이하의 오차를 줄이기 위해서는 설계된 시뮬레이터의 유압 구동부와 신호 동기화의 개선이 필요하리라 판단된다.

제 5 장 결 론

본 논문에서는 다축의 시뮬레이터 중 자동차 및 기계전반에 보편적으로 사용되는 유압 액추에이터를 4축으로 구성한 4축 유압 시뮬레이터를 설계·제작하였고 유압 시뮬레이터에 보편적으로 사용이 가능한 알고리즘과 프로그램을 개발하여 노면의 변위 형상을 구현하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

5.1 동시 구동 알고리즘

4축 유압 시뮬레이터의 동시 구동 알고리즘을 개발하여 신뢰성을 평가하여 본 결과는 다음과 같다.

각 축의 변위는 5 Hz이하의 주파수대에서는 반복정밀도가 0.1 %로 아주 양호하였고 5 Hz에서 10 Hz까지는 증폭기 이득을 높여줌에 따라 다소 정밀도가 떨어짐을 알 수 있었다. 또한 12 Hz이상의 범위에서의 반복정밀도는 좋지 않으나 구동 프로그램의 오류로 인한 것이라기보다는 유압 액츄에이터가 설정 주파수대를 추종하지 못하는데 따른 성능한계로 보인다. 또한 시뮬레이터의 성능한계를 나타내는 주파수별 변위가 각 축에 따라 약간의 차이는 있으나 10 Hz까지는 재현이 양호하였고 10 Hz 이상에서부터 50 Hz까지는 -3 dB의 기울기로 선형적인 응답을 나타내었다.

개발된 구동 알고리즘은 PXI 기술을 기반으로 다축 구동신호의 재현을 목표로 개발하였다. 이것은 기존의 다축 구동을 위한 선결조건이었던 VME와 VXI와 같은 병렬처리용 고가장비의 확보와 중대형 컴퓨터를 이용한 신호처리방식을 극복한 것으로 하드웨어적으로 경제성을 갖출 수 있도록 하였다. 그리고 DMA(Direct Memory Access)방식의 적용은 데이터의 전송속도 및 멀티태스킹 그리고 고속작업에 따른 데이터의 신뢰성을 보장할 수 있었다. 이는 개발 프로그램의 유용성을 증가시키고 실험의 오차범위를 줄이

는 효과를 얻었다. 더욱이 신호처리를 일반 컴퓨터에서 파일단위의 작업을 할 수 있도록 설계되어 실험 데이터를 데이터베이스화를 실현시켜 축적된 데이터를 다양한 분야로 확장할 수 있는 응용분야의 확장성을 확보하였다.

5.2 노면형상 계측 및 생성 알고리즘

전술한 바와 같이 유압 시뮬레이터에 있어서 정확한 노명 형상의 계측은 대단히 중요하다. 이를 위해 다각도의 방법들이 모색되고 있으며 본 연구에서는 가속도계를 이용한 변위변환 신호처리를 통해 노면형상을 계측한 데이터를 생성시키는 프로그램을 개발하고 실차 실험의 데이터와 검증을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

노면 형상의 계측을 위해 실차의 각 축에 가속도계를 부착한 후 실차 실험을 실시하였으며 측정부위의 노면 형상을 구현하기에 충분한 결과를 얻었다. 이를 통해 개발된 노면형상을 동시 구동 프로그램으로 구동시켜 노면 형상을 구현했으며 구현된 노면 형상의 검증은 제작된 4축 유압 시뮬레이터를 이용하였다. 각 축의 유압 시뮬레이터에 정현파 신호를 1 Hz에서 50 Hz 범위까지 순차적으로 증가시키며 출력데이터를 분석하였으며 검증 결과 실차 실험 결과와 일치함을 알 수 있었다.

개발된 노면형상 계측 알고리즘은 기존의 방식과 달리 측정 부위의 형상과 상관없이 가속도계만 부착할 수 있는 조건이면 요구하는 데이터를 얻을 수 있고 차량 주행 여부만 확보된다면 기타 환경의 제약 없이 측정이 가능하다. 이는 노면형상 재현분야 뿐만 아니라 차량 부품의 내구성 테스트를 위한 측정부위의 노면형상 구현에도 응용할 수 있을 것으로 판단된다.

본 연구에서는 아날로그 필터를 사용하였기 때문에 초기 2초 정도의 데이터에 대한 추종이 불가능했고 노면형상의 경우 위상이 매우 중요하기 때문에 FIR 필터를 사용해야하는 제약성이 있었다.

5.3 노면형상 구현 알고리즘

노면형상 구현 알고리즘은 노면형상 계측 알고리즘을 바탕으로 생성된 노면형상을 시뮬레이터에 입력하여 실험차량을 가진시킨 후 출력된 응답신호를 받아 구현성을 평가하여 가진 신호를 개선하였으며 개선된 가진 신호를 다시 입력하여 응답신호의 구현성이 만족될 때까진 반복 개선작업을 수행하고 요구하는 출력데이터를 입력하여 4축 유압 시뮬레이터를 가진시켜 동특성을 비교하였는데 그 결과는 다음과 같다.

시뮬레이터의 추종성능은 노면형상을 구현하기에 충분하였으며 출력값은 실제 노면형상과 비교하였을 때 구현성능이 뛰어남을 알 수 있었다.

반복 개선작업은 적용한 노면형상 구현 알고리즘을 이용하는 경우 다섯번째에서 에러가 5 % 이내로 수렴하였으며 그때의 출력 값은 비선형적인 요소가 내포된 노면형상을 추종하는데 충분하였다. 이상과 같이 4축 유압 시뮬레이터로서의 한계를 가지고 있는 노면형상 구현 알고리즘을 다축에 맞게 보완한다면 16채널 이상의 유압 주행 모의실험도 가능할 것으로 사료된다.

5.4 향후 계획

지금까지 연구한 4축 유압 시뮬레이터의 결과는 아직 연구 진행단계에 있으며 국외 다축 유압 시뮬레이터와 견주기 위한 노력을 더욱 경주해야 할 것으로 판단된다. 아울러 향후 연구계획은 다음과 같다.

다축 유압 시뮬레이터의 완벽한 구현을 위해서는 링크부의 제작이 필히 이루어져야 한다. 본 연구에서는 유압 시뮬레이터의 구현범위를 변위에만 한정하여 실시하였지만 연구한 주행 모의실험 결과를 바탕으로 하중에 대한 재현을 동시에 구현할 수 있는 설계사양을 결정하여 재현성이 뛰어난 링크부의 제작에 적용하고자 한다.

그리고 4축 노면형상 구현 알고리즘과 프로그램의 완성으로 4축 유압 시뮬레이터의 활용가치를 높이고자 한다. 아울러 단순 내구성 테스트에만 국한되어 있는 시뮬레이터에 본 연구결과를 적용하여 국내의 자동차 및 항공기 부품산업의 발전에도 기여할 수 있도록 하는 계기가 되었으면 한다. 또한 오랫동안 선점되어 왔던 MTS나 Schenck 등 국외 유수의 시뮬레이터 제조업체가 가지고 있는 기술적인 노하우를 국내에서도 자체 개발함으로써 상품화 가능성의 초석이 될 수 있을 것이다. 특히 PL법의 적용으로 중소업체들의 부품실험에 대한 부담이 증가되고 있는 시점에 고가 장비를 갖추기 어려운 중소기업의 부담을 경감시키고 국가 산업발전에 이바지 할 수 있는 밑거름이 되었으면 하는 바램이다.

References

1. D.H. Weir, S.M. Bourne, "An Overview of the Driving simulator", SAE Inc. pp.107-112, 950173.
2. 기계공제조합 제조물책임법. http://pl_insure.mic.or.kr/pl/include.jsp?inc=law/sub03.
3. W.R. Garrott, P.A. Grygier, J.P. Chrstos, K. Salaani, "Methodology for Validating the National Advanced Driving Simulator's Vehicle Dynamics (NADSdyna)", SAE, 970562, 1997.
4. D.H. Weir, S.M. Bourne, "An Overview of the DRI Driving Simulator", SAE Paper 950173, 1995.
5. L. S. freemn, G. Watson, Y. E. Papelis, "The lowa Driving Simulator: An Implementation and Application Overview", SAE, Inc pp.113-122, 1995.
6. G. Erdman, G.N. Sandor, "Mechanism Design analysis and synthesis", 3nd edition, Prentice-Hall International, 1997.
7. "Fatigue Design Handbook", Third edition, AE-22, SAE, pp.159-171, 1997.
8. R.W. Allen, T.J. Rosenthal, "A Low Cost PC Based Driving Simulation for Prototyping and Hardware-In-Loop Application", SAE, pp.35-47, 1998
9. J. Gruening, J. Bernard, "Driving Simulation", SAE, pp.49-59, 980223.
10. E. Franchini, C. Rossi, P. Filippa, "Full-Scale Laboratory Testing", SAE Inc. pp.1-10, 730649, 1973.
11. K. D. Zell, "Overview of Advanced Road Simulation Techniques",

SAE Inc. pp.1-10, 740946, 1974.

12. Enzo Franchini, "Fiat Laboratory Road Simulator", SAE Inc., pp.1-7, 1974.
13. D. D. Styles, C. J. Dodds, "Simulation of Random Environment for Structural Dynamics Testing", ASME, pp.416-424, 1978.
14. P. Groe, J. Fash, "Integration of Structural Dynamics Testing and Durability Analysis", Sound and Vibration, pp.4, 1987.
15. B.W. Cryer, P.E. Nawrocki, R.A. Lund, "A Road Simulation System for Heavy Duty Vehicles", SAE Inc., pp.11-13, 760361, 1976.
16. K. Hunt, "Kinematic Geometry of Mechanisms", Cambridge University Press, Cambridge, 1978.
17. J.J. Craig, "Introduction to Robotics: mechanics and control", 2nd edition, Addison-Wesley, New York, 1989, pp. 43-50.
18. M.Y. Lee, A. G. Erdman, Y. Gutman, "Applications of Kinematic/Kinetic Performance Tools in Synthesis of Multi-DOF Mechanisms", ASME, Journal, Vol. 116, pp. 452-461, 1994.
19. T. Best, S.J. Neads, "Design and Operation of a New Vehicle Suspension Kinematics and Compliance Facility", SAE, pp.55-66, 1997.
20. P. Holdmann, R. Willems, "Suspension Kinematics and Compliance Measuring and Simulation", SAE, pp.91-96, 980897.
21. T.D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE Inc. pp.126-132, 1992.
22. D. Bastow, G. P. Howard, "Car Suspension and Handling", SAE Inc. pp.75-121, 1993.
23. K. H. Donaldson, Jr., "Field Data Classification and Analysis Techniques",

SAE Inc., pp.91-100, 1982.

24. W. Langer, "Validation of Flat Surface Roadway Technology", SAE, pp.79-84, 950310.

25. J. Petersen, G. Weiberger, "The Conception, Description, and Application of a New Vehicle Endurance Test System at AUDI NSU", SAE Inc., pp.1-13, 820094, 1982.

26. A. Zomotor, K. Schwarz, W. Weiler, "Simulation Methods for Evaluating Passenger Car Ride Comfort and the Fatigue Strength of Vehicle Components", SAE Inc., pp.1-9, 820095, 1982.

27. T. Mimuro, T. Maemura, H. Fujii, "Development and Application of the Road Profile Measuring System", SAE Inc., pp.291-298, 930257, 1993.

28. J.A. Greenberg, T.J. Park, "The Ford Driving Simulator", SAE Inc., pp.46-53.

29. G.P. Bertollini, C.M. Johnston, J.W. Kuiper, J.C. Kukula, "The General Motors Driving Simulator", SAE Inc., pp.54-67, 940179, 1994.

30. D.H. Weir, A.J. Clark, "A Survey of Mid-Level Driving Simulator", SAE Inc., pp.86-106, 950712, 1995.

31. Y. Rui, F Saleem, "Road Load Simulation Using Effective Road Profile", pp.2236-2245, 1997.

32. J.P. Chrstos, P.A. Grygier, "Experimental Testing of a 1994 Ford Taurus for NADSdyn Validation", SAE Inc., pp.895-908, 970563, 1997.

33. M.K. Salssni, J.P. Chrstos, D.A. Guenther, "Parameter Measurement and Development of a NDSdyna Validation Data Set for a 1994 Ford Taurus", SAE Inc., pp.909-918, 970564, 1997.

34. M.K. Salaani, G.J. Heydinger, D.A. Guenther, "Validation Results from

Using NADSdyna Vehicle Dynamics Simulation", SAE Inc., pp.919-928, 970565, 1997.

35. S.A. Nolan, N.A. Linden, "Integrating Simulation Technology into Automotive Design Evaluation and Validation Processes", SAE Inc., pp.1-11, 871941, 1987.
36. 김홍섭, 신천우, "차량 주행 상태의 LAB. 재현 실험 방법 II", Kia Technical Review, 11, pp.135-144, 1989.
37. 김영일, "4 Channel Road Simulator", Asia Technical Review, 13 pp.63-74, 1992.
38. K.D. Yang, J.K. Song, D.S. Bae, C.S. Song, S. H. Cho, S.K. Kim, "Design and Instrumentation of a Vehicle Driving Simulator", SAE Inc. pp.46-57, 1995.
39. 김정태, 김문생, "6자유도 조작장치의 설계와 기구학적 특성에 관한 연구", KSME, Vol.21, No.2, pp.467-475, 1996.
40. 변용규, 조형석, "새로운 6자유도 병렬 매니퓰레이터의 기구학 해석", KSME, Vol.20, No.2, pp. 414-430, 1996.
41. 변용규, "3-PPS(RRR)P 직렬관절로 구성된 6자유도 병렬 매니퓰레이터에 관한 연구", 한국과학기술원 박사 학위 논문, 1997.
42. 김명규, "기구학적 구속조건을 갖는 기계시스템의 동역학적 인자 규명", 한국과학기술원 석사 학위 논문, 1986.
43. 박주연, "6자유도를 갖는 정밀 위치제어용 병렬 매니퓰레이터의 모델링과 제어", 한국과학기술원 석사 학위 논문, 1996.
44. 이순복, "대형 피로시험기 개발", KSME, Vol. 24, No. 1, pp.13-18, 1984.
45. 서정용, 이동권, 민병주, 이교일, "유압 서어보실린더로 구동되는 6자유도 운동재현기의 동특성해석", 한국자동제어학회논문집, pp.1-6, 1989.

46. 이운성, 김정하, 조준희, "실시간 차량 시뮬레이터 개발", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp.464-469, 1997.
47. 박경균, 박일경, 이운성, "차량 시뮬레이터의 운동시스템 개발", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp.488-493, 1997.
48. B.K. Barrowcliff, R.E. Ehlert, "Full Scale Road Simulated Endurance Test", SAE Inc., 680184, pp.1-8, 1968.
49. W. Kading, F. Hoffmeyer, "The Advanced Daimler-Benz Driving Simulator", SAE Inc., 950175, 1995.
50. "MAST, Multi Axis Simulation Tables", IST Inc., Instron Schenck Testing Systems.
51. "Labtronic 8400 Controller, Coponent Test Control System", IST Inc. Instron Schenck Testing Systems.
52. "Labtronic 8800 Controller, Structural Test Control System", IST Inc. Instron Schenck Testing Systems.
53. "J076-103 series", MOOG Co., Catalog, 1996.
54. 김태식, "알고싶은 유압, 회로자료편", 기전연구사, 1995.
55. "Measurement and Automation", NI Co., Catalog 2006.
56. P.M. Embree, D. Danieli, " C++ Alogrithms for digital signal processing", second edition, Prentice Hall PTR, 1999.
57. Microsoft Visual C++ Programming with MFC, Microsoft Press, 1995.
58. J.S. Bendat, "Random data", second edition, John Wiley & Sons, 1985.
59. LabView User Manual, National Instruments, 1996.
60. D. Stewart, "A Platform With Six Degree of Freedom", Proc. Institute of Mechanical Engineering, pp.371-386, 1965.
61. 김규하, "車軸 시뮬레이터용 6軸 링크機構의 干涉 最小化 設計", 전남대학

교 석사 학위논문, 2000.

62. 최규제, 최성진, 노기한, 유영면, "고성능 Driving Simulator의 기술적 조사 연구", KSAE, pp.242-248, 1997.

63. "ADAMS User Manual", Mechanical Dynamics Inc., 1994.

64. "OR76x/OR77x for WINDOWS 95, 98 and Operating Manual", OROS, 1998.

65. R.B. Randall, B. Tech, "Frequency Analysis", B&K, pp.146-184, 1987.

66. M.S. Kim, W.S.Yoo, J.M.Kim,"Experiment to obtain Data for Driving Simulator".KSAE Fall Conference, pp.941-946.2005.

67. 최경락, 황성호, 민병호, 허승진, 전승배 "노면형상 재현 알고리즘을 탑재한 로드시뮬레이터의 개발", 자동차공학회 춘계학술대회, 2003.

68. 손성효, 김용연, 허승진, 계경태, 윤중흠 "VPG 기법 개발을 위한 특수로 주행시험 및 시뮬레이션", 자동차공학회 춘계학술대회, 2005.

69. 김택현, 정상화, 김종태, 류신호 " 4축유압 로드시뮬레이터의 노면 형상재현을 위한 변위신호의 생성" 자동차공학회 추계학술대회, 2006.