

차량 부품의 내구성 평가를 위한 가상시험실 구축

김기훈·강우종*·김대성·고웅희·임재용

자동차부품연구원

The Durability Performance Evaluation of Automotive Components in the Virtual Testing Laboratory

Gihoon Kim · Woojong Kang* · Daesung Kim · Woonghee Ko · Jaeyong Lim

¹⁾Structural Characteristics Engineering Lab., Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon,
Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

(Received 9 September 2005 / Accepted 30 November 2005)

Abstract : The evaluation of durability performance in Virtual Testing Laboratory(VTL) is a new concept of vehicle design, which can reduce the automotive design period and cost. In this study, the multibody dynamics model of a car is built with a reverse engineering design. Hard points and masses of components are measured by a surface scanning device and imported into CAD system. In order to simulate the non-linear dynamic behavior of force elements such as dampers and bushes, components and materials are tested with specialized test equipments. An optimized numerical model for the damping behavior is used and the hysteresis of bush rubber is considered in the simulation. Loads of components are calculated in VTL and used in the evaluation of durability performance. In order to verify simulation results, loads of components in the vehicle are measured and durability tests are performed.

Key words : Virtual testing laboratory(가상시험실), Multibody dynamics(다물체 동역학), Durability(내구성), Fatigue life(피로수명)

1. 서론

차량의 가상 설계 기법은 신차 개발 기간을 단축시킬 수 있는 하나의 대안으로 제시되어 왔으며 현재 해석 기술의 발전과 더불어 점차 실용적인 기술로 발전하고 있다. 차량 개발에 있어서 경량설계의 목적을 달성함과 동시에 내구품질의 향상을 위해서 차량 동역학 해석기술을 활용한 설계 기술이 활발히 연구되고 있다.¹⁻⁴⁾

VTL(virtual testing laboratory)은 시험을 통해 구측한 휠 하중을 차량 동역학 모델에 입력하여 평가 대상 부품 및 모듈의 내구수명을 예측할 수 있도록 부품의 작용 하중을 도출하는 기술이다.

VTL 기술을 이용하여 차량 설계 기간을 단축한 많은 사례들을 찾아볼 수 있으며⁵⁾ 내구해석 기술과 연계하여 설계 초기 단계에서 차량 및 부품의 내구평가를 위한 기술로 그 중요성이 점차 증가하고 있다.

본 논문에서는 역공학을 이용한 가상 차량 모델 구축 기법 및 해석 정밀도 향상을 위해 비선형 힌 요소가 고려된 현가시스템 모델을 적용하였으며, 해석의 안정성을 위한 적절한 경계조건 설정에 관하여 연구하였다. 구성된 모델의 신뢰성을 검토하기 위하여 피로역학적 카운팅(counting) 방법에 의하여 부품의 하중 분석을 수행하였으며 이를 측정된 하중결과와 비교 분석 하였다. 또한 VTL 기술을 활용하여 자동차 현가계 부품의 가상 내구평가를 수행

*Corresponding author. E-mail: wjkang@katech.re.kr

하고 내구시험 결과와의 비교를 통하여 VTL 기술의 활용도를 제시하였다.

2. 가상 차량 모델 구축

2.1 휠 및 부품의 작용하중 측정

가상 차량 모델의 입력 조건인 휠 하중을 측정하였으며 시험 부품하중 및 가상해석 부품 하중의 비교 검증을 위하여 주행 중 발생하는 부품 하중을 동시에 측정하였다. 시험차량은 SUV(sport utility vehicle) 차량으로 4륜 구동 방식의 지프형이며 현가계는 전, 후륜 모두 맥퍼슨 스트러트 형식으로 구성되어 있다. 측정대상 하중은 4륜의 6축 휠 하중, 전륜 현가계의 볼조인트(ball joint), 스프링(spring), 댐퍼(damper), 스테빌라이저 바(stabilizer bar), 타이로드(tie rod) 하중이다. 부품에 작용하는 하중을 측정하기 위하여 Fig. 1의 하단과 같이 부품에 스트레인게이지를 부착하여 로드셀(load cell)을 제작하였다. 로드셀화 된 부품과 WFT(wheel force transducer)를 장착하고 벨지안로(belgian road)를 시험하는 모습을 볼 수 있다.

주행하중 측정시험은 자동차부품연구원 내의 벨지안로, 표준악로, 자갈길로 등을 포함한 성능시험장에서 실시되었으며, 데이터는 sampling rate을 500Hz로 하여 획득하였다.

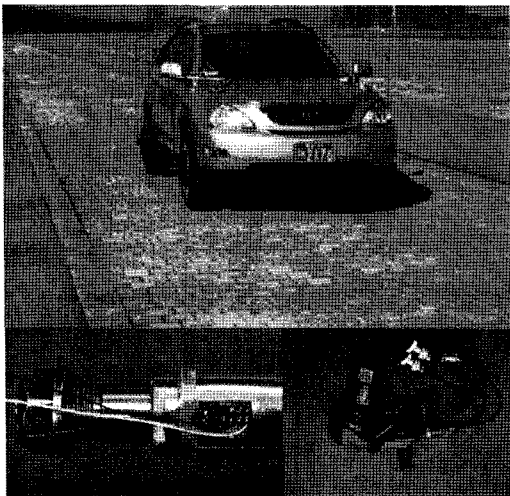


Fig. 1 Driving test and systems for load signals

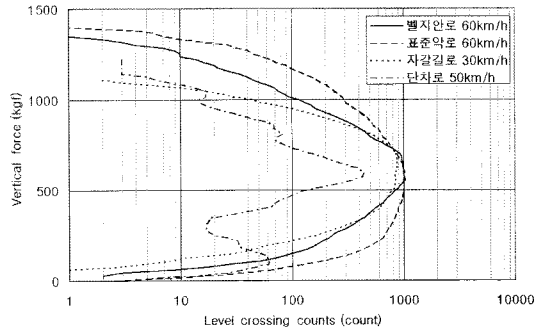


Fig. 2 Level crossing count curves of the wheel loads

각 도로별, 방향별로 측정된 휠 하중을 피로역학적 카운팅 방법의 하나인 레벨크로싱(level crossing) 카운트에 의하여 분석하였으며 Fig. 2는 이러한 예를 보여준다. Fig. 2는 수직방향 하중이 표준악로에서 가장 큰 하중 분포를 나타내고 있음을 보여주고 있다.

2.2 Hard Point 측정 및 차체 구속조건

Hard-Point는 차량의 운동학적 특성을 결정하고 부품 상호간의 하중 전달 역할을 하는 위치점이며, 7관절로 이루어진 3차원 측정기를 이용하여 3차원 공간상의 좌표로 구하였다. Fig. 3은 측정 장면과 측정된 하드 포인트들의 위치를 보여주고 있다. 측정 대상 부품은 현가계, 조향계, 스테빌라이저의 부품으로 부품별 연결 위치점인 조인트와 부쉬의 위치를 측정하였으며 부품의 질량과 관성을 계산하기 위하여 형상을 측정 후 CAD 작업을 수행하였다.

측정한 차량 데이터를 이용하여 각 부품을 조인트와 하중 요소를 이용하여 구성함으로써 Fig. 4와 같이 가상 차량 모델을 구축하였다. Fig. 4에 나타난 차량 모델은 크게 현가시스템과 차체 부분으로 나



Fig. 3 Measurement of hard-points of the vehicle

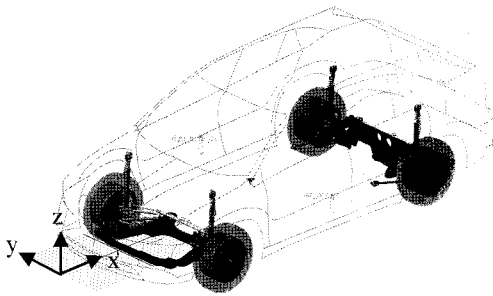


Fig. 4 Virtual vehicle model and boundary conditions for the simulation

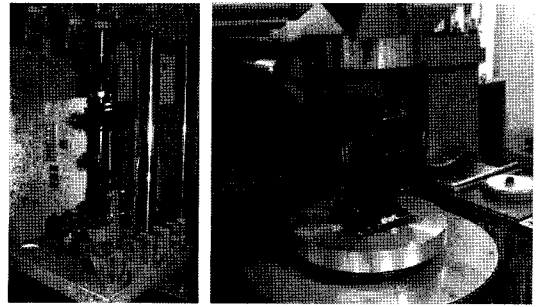
누어지며, 현가시스템에는 휠 하중이 입력되며 차체에는 측정된 변위가 구속 조건과 함께 입력된다. 본 연구의 차량 모델에는 VTL 기술 특성상 휠 하중이 직접 입력되므로 비선형성이 강한 타이어 모델을 적용할 필요는 없으며, 하중의 방향은 실제 센서의 측정 방향인 SAE 좌표계를 적용하였다.

구축된 가상 차량의 질량 특성이 실제와 정확하게 일치하는 것은 아니기 때문에 차체의 구속조건 없이 4개의 휠에 하중을 인가할 경우 동적 운동방정식의 평형을 찾을 수 없게 된다. 따라서 실제 차체의 운동이 x, y 방향으로의 움직임이나 요(yaw), 피치(pitch) 운동이 적은 점을 고려하여, 차체 무게중심의 위치에 x, y축 방향 직진운동과 y, z축 방향 회전운동을 구속함으로써 차량의 바운싱(bouncing) 운동과 롤(roll) 운동만을 고려하는 경계조건을 설정하였다.

2.3 현가 시스템 동적 비선형성의 고려

차량해석에 많은 영향을 주는 대표적인 하중 요소인 스프링, 댐퍼 및 부쉬에 대한 시험을 통하여 이들의 특성을 얻어내었다. 스프링 강성계수는 스프링에 하중을 천천히 가하여 준정적 상태의 변위를 측정하는 방법으로 실시하였으며 시험결과 전륜강성 34.84(N/mm)값과 후륜강성 26.84(N/mm)값을 구하였다.

댐퍼 특성시험은 Fig. 5(a)와 같이 댐퍼 전용시험기에서 특성 시험을 수행하여 특성곡선을 구하였다. 시험은 최대 변위가 ±40(mm)이고 주파수가 0.2(Hz)~4.77(Hz) 사이의 값을 갖는 하중을 7단계의 주파수로 나누어 가진 하는 방법으로 실시하였다.



(a) Damper test

(b) Bush test

Fig. 5 Tests for the non-linear behavior of a damper and a bush

Table 1 Mechanical properties of bushes

		Kt	Kr	Ct
		N/mm	Nmm/deg	Ns/mm
FRT Subframe	x	3115.0	6040.0	3.0
	y	356.4	4259.0	0.3
	z	1827.0	3354.0	1.7
LCA G	x	1368.8	3052.0	20.6
	y	195.7	1040.0	3.8
	z	410.7	1885.0	7.2

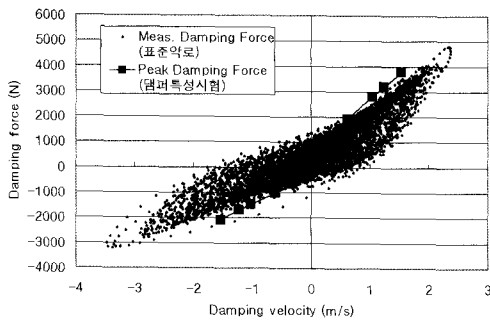
부쉬 특성시험은 Fig. 5(b)에서와 같이 전용 시험기로 준정적 시험과 동적 시험을 실시하여 횡강성(Kt), 회전강성(Kr), 횡감쇠 계수(Ct)를 측정하였다. 측정된 특성치를 이용하여 이력(hysteresis)효과를 갖도록 부쉬를 모델링 하였으며, 이때 사용된 특성치는 Table 1에 나타난 바와 같다.

댐퍼의 비선형 특성을 표현하는 방법으로는 주로 시험적 접근방법이 이용되고 있으며 다항식 모델, 수치해석 모델, 주파수 전달함수 모델 및 신경망 기법 등이 사용되고 있다.^{6,7)} 차량의 댐퍼 시스템은 속도에 비례하는 하중이 관찰되지만 이상적인 댐퍼와는 달리 일정 속도에 대하여 산포를 갖는 하중특성을 보이고 있다. 따라서 속도가 0인 경우에도 하중이 작용하는 특성을 보이며 이를 구현할 수 있는 댐퍼모델이 필요하게 된다. 다항식 모델의 경우 각 속도에서 최대의 댐퍼 하중을 찾기 때문에 쉽게 해석 모델을 구성할 수 있으나 Fig. 6(a)와 같이 실제 발생하는 댐퍼 하중의 산포를 표현하지 못하여 오차가 커질 수 있는 단점이 있다. 차량 댐퍼에서 관찰되는 산포 특성을 고려하기 위하여 변위의 영향을 고려

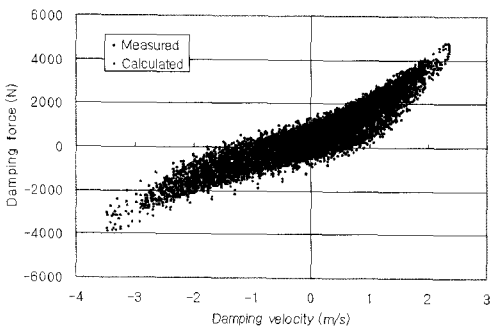
하였으며 본 연구에서는 식 (1)과 같이 수치해석 모델을 정의하고 각 항의 상수를 최소자승법(least square method)에 의하여 최적화하여 구하였다. 수치해석 모델에 의한 댐퍼의 거동 특성 모사는 Fig. 6(b)에 나타난 바와 같이 실험 결과와 유사한 산포의 표현이 가능한 것을 알 수 있다. 식 (1)의 각 항의 상수는 Table 2에 표시하였다.

$$F_{calc} = a_1(u - a_0) + a_2(u - a_0)^3 + a_3(u - a_0)^5 + a_4 + a_5\dot{u} + a_6\dot{u}^3 + a_7Min(0, \dot{u})(u - a_0) + a_8Min(0, \dot{u})(u - a_0)^3 \quad (1)$$

where u : 변위, \dot{u} : 속도



(a) Polynomial model



(b) Optimized numerical model

Fig. 6 Damper models: (a)polynomial; (b)numerical

Table 2 Optimized coefficients in Eq.(1)

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
Front	5.9	5.4	-256.4	7.6	540.5	1561.9	39.8	452.6	-8.4
Rear	2.0	-400.0	-39.7	40.4	332.8	1417.0	4.9	1149.9	-209.3

2.4 부품 가상 내구하중 해석 및 분석

구축된 가상 모델을 이용하여 각 도로별로 부품 하중 해석을 수행하였다. 해석 결과의 한 예로써 벨지안로에서 50km/h로 주행한 후 급정거를 하는 경우의 부품하중 해석결과를 Fig. 7에 도시하였다. 16초 근방에서 브레이킹이 시작되며 이때 부품의 진행방향 하중이 크게 증가하는 것을 볼 수 있으며, 차량의 운동 특성이 고려된 부품하중이 계산되는 것을 알 수 있다. 부품하중에 대한 최대값을 비교할 경우 해석하중이 시험 하중에 비하여 작은 것으로 나타났다으며, 하중의 RMS 값의 오차는 15% 정도로 나타났다. 해석 결과를 보면 역위상이 없고 시험 부품 하중과 전반적으로 잘 일치하는 것으로 나타났다.

시험에서 측정된 하중과 해석에서 얻어진 하중 이력을 레인지페어(range pair) 카운팅으로 변환한 후 비교하였다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 시험에서 얻어진 측정 하중과 해석에서 얻어진 하중은 카운팅 횟수와 하중의 분포 형상은 거의 동일하며 하중 진폭 크기만 다르게 나타남을 알 수 있다. 이것은 해석하중이 도로 특성을 잘 반영하고 있으며 이를 이용하여 내구목표하중을 제작하는 것이 가능함을 의미한다. 향후 해석 모델의 개선을 통하여 하중 진폭

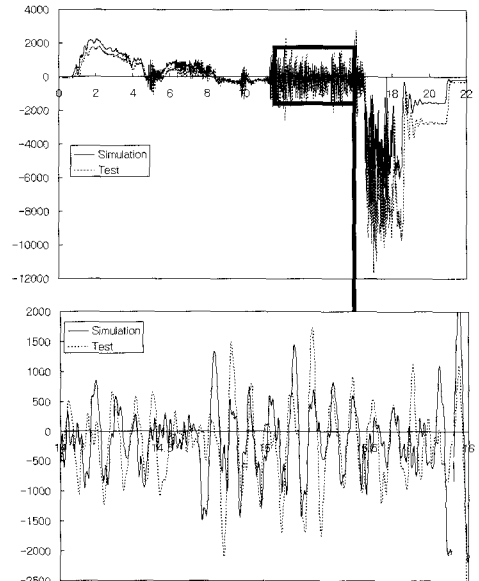
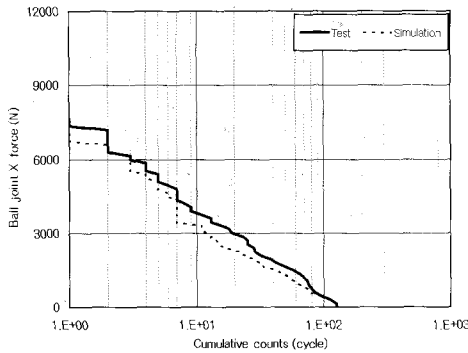
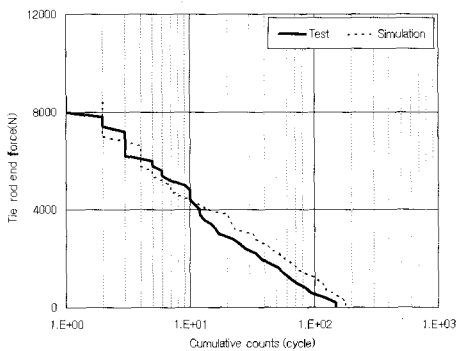


Fig. 7 Comparison of the ball joint force F_x between the simulation and the test under a Belgian braking 50km/h condition



(a) Front LCA ball joint Fy



(b) Tie rod end force

Fig. 8 Range-pair curves of the simulation and the test under a belgian braking 50km/h condition

의 크기를 조정할 경우 내구해석을 통한 정확한 손상도 계산이 가능할 것으로 판단된다.

이와 같은 가상시험실 구축을 통하여 주행시 각 부품에 작용하는 하중을 계산할 수 있으며 내구목표하중을 설정하게 되면 가상 시험실의 하중을 이용하여 부품의 내구성능을 평가할 수 있게 된다. 가상하중을 적용한 내구해석을 통하여 부품의 내구성능을 평가하는 기술을 통하여 궁극적으로 가상시험실 내에서 부품의 내구성능을 평가할 수 있게 된다.

3. 가상 내구해석 및 분석

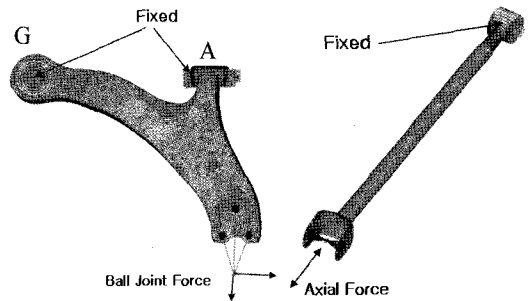
3.1 내구해석

부품의 내구평가를 위하여 가속 내구하중을 제작하였으며, 320,000km 주행 하중과 같은 효과를 갖는 자동차부품연구원의 내구모드를 이용하였다. 이러한 가속 내구모드를 이용하여 실차 측정으로 얻어진 하중과 가상 차량으로부터 계산된 해석 하중을

각각 가속 내구하중으로 변환하였다. 내구해석을 위한 대상 부품으로 현가부품 및 조향부품 중에서 대표적인 안전도 부품인 전륜 LCA(lower control arm), 후륜 Lateral Arm을 선정하였다.

내구해석은 응력 중첩 방법을 사용하였으며 단위 하중별 응력분포를 이용하여 가속 내구하중에 따른 응력분포를 구하고 Miner 선형 손상 누적법에 의하여 손상도를 계산하였다.⁸⁾ 본 연구의 내구해석은 VTL 프로세스의 응용 가능성을 확인하기 위한 것으로서 용접특성이나 재질 특성을 정확히 고려한 해석은 아니다.

응력 중첩에 의한 내구해석을 수행하기 위하여 각 부품의 구조해석을 수행하여 선형 응력 분포를 구하여야 하며, Fig. 9는 구조해석에 사용된 각 부품별 해석 모델과 경계조건을 보여주고 있다. 전륜 LCA는 A점, G점 부위의 중심을 고정하고 볼 조인트에 하중을 인가하였으며, 후륜 Lateral Arm도 마찬가지로 부위의 중심을 고정하였다.



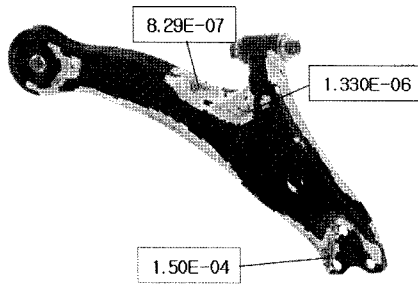
(a) 전륜 lower control arm (b) 후륜 lateral arm

Fig. 9 Finite element models and boundary conditions

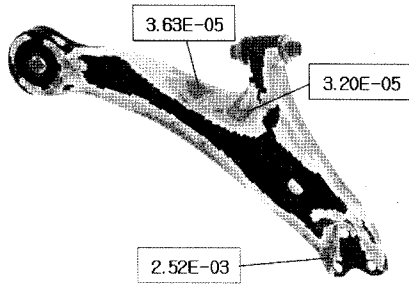
내구해석을 통하여 가상 부품하중을 이용한 수명 예측이 실제 측정 하중을 이용한 경우에 비하여 얼마나 차이가 나는지 파악하고자 하였다. 가속 내구하중은 320,000km에 상당하는 하중 신호를 사용하

Table 2 Locations of maximum damage

Part	Load	Max. Damage	Failure location
Front LCA	Test	2.52E-03	Ball joint connection
	Simulation	1.50E-04	Ball joint connection
Rear L Arm	Test	2.48E-04	Bush connection
	Simulation	8.51E-05	Bush connection

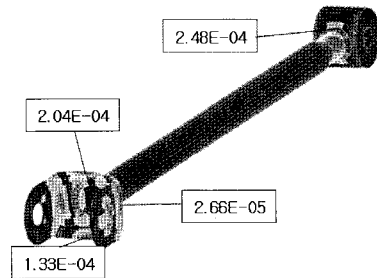


(a) Damage with the measured load

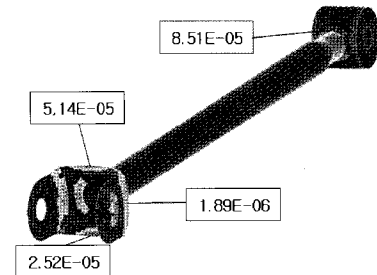


(b) Damage with the load from the simulation

Fig. 10 Damage distributions in the front lower control arm



(a) Damage with the measured load



(b) Damage with the load from the simulation

Fig. 11 Damage distributions in the rear lateral arm

였으며 이 경우 최대 손상도와 발생 위치는 Table 2와 같다. Fig. 10과 Fig. 11에 전륜 LCA와 후륜 Lateral Arm의 내구해석 결과를 도시하였다. 그림과 같이 측정하중과 가상 해석을 통해 얻은 하중을 이용한 내구해석 결과 최대 손상도의 크기는 차이가 있지만 최대 손상 부위는 일치하는 것을 볼 수 있다.

3.2 내구시험 및 내구해석의 상관성 평가

내구시험을 통하여 부품의 내구수명을 평가하였으며, 가상하중을 이용한 내구해석 결과와 상관관계를 분석하였다. 시험 대상 부품은 전륜 LCA이며 측정하중을 이용하여 2축 시험 장치를 Fig. 12와 같이 구성하여 내구시험을 실시하였다. 실제 차량에 LCA가 장착되는 기구학적 구조를 고려하여 시험용 지그를 설계하였으며, MTS사의 2.5 톤 Servo-hydraulic Actuator를 사용하여 구성하였다. 내구해석의 파손 부위와 수명 예측을 위해 내구시험을 실시하였으며, 시험은 최종 파단이 발생 할 때까지 수행하였다.

내구시험 결과 파손이 발생한 위치는 Fig. 13에 나타난 바와 같다. 균열의 발생 위치는 내구해석 결

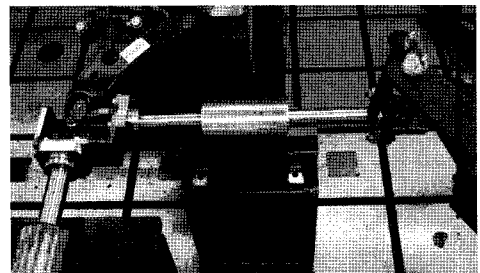


Fig. 12 Fatigue test set up for the lower control arm

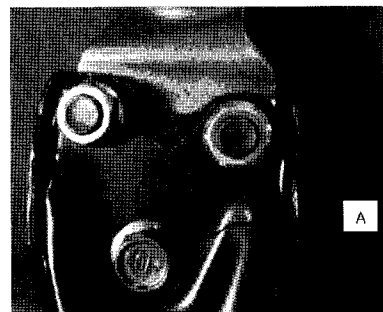


Fig. 13 A crack in the lower control arm during the test

과 가장 손상도가 큰 부위였으며 Fig. 10에 나타난 바와 같이 볼 조인트가 장착되는 부위였다. 이와 같

이 VTL을 이용하여 부품의 가상 하중을 도출하고 이를 이용하여 가상 내구평가를 수행한 결과 부품의 파손 위치가 정확히 예측되는 것을 확인하였다.

4. 결론

본 연구에서는 차량 데이터 측정을 통하여 다물체 동역학 차량 모델을 구축하였으며 부품별 하중 도출 및 가상 내구해석을 통하여 VTL 기술을 구축하였다. 부쉬와 댐퍼의 거동을 고려하기 위하여 측정시험을 수행하였으며, 시험 데이터를 기반으로 최적의 거동을 모사할 수 있는 댐퍼 수치모델을 사용하였다. 부품에 대한 내구시험을 실시하여 해석 결과와 비교함으로써 VTL 기술의 신뢰성을 검증하였으며, 특히 가상하중으로 내구평가를 할 경우 실제 파손 위치를 잘 예측할 수 있음을 보였다. VTL 기술이 적절한 안전율을 고려할 경우 차량 및 부품의 설계 초기 단계에서 내구평가를 위한 방법으로 충분히 활용 가능함을 보였다.

References

- 1) G. J. Choi, K. H. Noh and Y. M. Yoo, "Real-time Dynamic Simulation Using Multibody Vehicle Model," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineering, Vol.A(25), No.3, pp.486-494, 2001.
- 2) Y. S. Oh and S. S. Kim, "Development and Implementation of Real Time Multibody Vehicle Dynamics Model," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineering, Vol.A(25), No.5, pp.834-840, 2001.
- 3) E. Neuwirth, K. Hunter, K.-J. Dittmann and P. Singh, "Experience in Use of a Virtual Test Laboratory (VTL) for Dynamic Multi Body Simulation (MBS) of Full Vehicle Durability Testing," Numerical Analysis and Simulation in Vehicle Engineering, pp.381-408, 2004.
- 4) F. M. Amirouche, Computational Method in Multibody Dynamics, Prentice-Hall, New Jersey, 1992.
- 5) Virtual Product Design and MSC User's Meeting, Munchen, Germany, 2004.
- 6) Y. S. Koh, G. J. Cho and J. S. Shim, "The Development of Analysis Program for the Automotive Shock Absorbers based on the Vehicle Model," Spring Conference Proceedings, Vol.2, KSAE, pp.620-625, 2000.
- 7) J. H. Sohn, K. S. Kim, W. S. Yoo and J. Y. Lee, "An Efficient Modeling of Suspensions for Vehicle Dynamics Simulations - Massless Link Model including Force and bushing Component," Spring Conference Proceedings, Vol.2, KSAE, pp.583-588, 2000.
- 8) J. A. Bannantine, J. J. Comer, J. L. Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, New Jersey, 1990.