

Lanos의 Engine Mount 최적설계

황인수, 지상현, 고병식

대우자동차

1. 서 론

최근 자동차 기술의 발달로 인하여 차량의 고급화 추세가 가속됨에 따라 승차감의 개선은 차량의 성능 향상과 관련하여 매우 중요한 사항이 되었다. 자동차에 있어 엔진은 차량에 구동력을 주는 가장 중요한 부분이지만 이로 말미암은 소음, 진동은 승차감을 저하시킨다. 엔진마운트는 엔진에 의해 발생하는 이러한 소음, 진동을 절연하는 기능을 갖고 있으며 동시에 엔진 하중의 지지 및 변위 제한, 충격 흡수 등의 역할을 하고 있다.

그러므로 엔진을 차체에 마운팅시키는 방법은 차량의 진동 특성을 결정하는데 매우 중요한 역할을 한다. 적절하게 설계된 마운팅 시스템이란 엔진으로부터 차체에 전달되는 힘을 절연하는 기능을 갖고 있으며 엔진의 전달력이 확대되지 않도록 하며, Load /Wheel Input의 영향을 줄일 수 있어야 한다.

수년간 마운팅 시스템은 설계자에 의해 Mount의 탄성 중심이 엔진의 질량 중심과 일치시켜 엔진의 강제 모우드를 비연성화(Decouple) 시키거나, 벤딩노달 포인트 마운트(Bending Nodal Point Mount) 이론을 사용하여 첫 번째 벤딩 모우드의 노달 포인트에 마운트를 위치시킴으로써 벤딩에 의한 진동 소음을 저감시키는 방법을 사용하였다. 그러나 이러한 방법은 매우 간접적이며 실제로 탄성 중심과 엔진의 질량 중심을 정확히 일치시키기 어려워 실제로 적용하기 어려운 단점이 있다. 엔진으로부터 차체로 전달되는 진동의 성격은 엔진 마운트의 위치 및 강성에 따라 달라지게 되며 과거의 방법인 단순한 중력 지지 방식에 의한 엔진마운트 설계 개념이나 엔진모우드의 비연성화에 의한 간접적인 방법 이외의 엔진에서 전달되는 가진력을 직접 최소한으로 줄일 수 있는 최적화 알고리즘에 의한 마운트 설계가 필

요하다.

따라서 본 해석에서는 새로운 기법을 사용하여 차량의 엔진에 의한 가진력이 차체에 최소한으로 전달되도록 엔진마운트(Engine Mount)의 최적 위치와 마운트의 강성을 결정하였다. 차량은 엔진과 차체 및 Suspension이 고려되어 16 자유도계로 모델링 하였으며 각각의 입력 자료에 의하여 계산된 응답에 의하여 구한 마운트의 위치와 마운트의 강성을 통하여 엔진으로부터 차체로 전달되는 전달력을 최소화하는 마운트의 위치 및 강성의 최적화를 수행하였다.

2. Algorithm

새로운 기법에 의한 최적화의 장점은 과거의 방법보다 직접적이라는데 있다. 즉, 여기에서 사용하는 최적화 알고리즘은 엔진의 강제 모드에는 상관없이 차량의 탑승자 부분의 응답을 최소한으로 하는 마운트 시스템을 발견하여 주파수 응답 함수의 면적을 최소화시키는 방법이다. 과거에는 Mode Decoupling 기법을 사용하여 원하는 엔진의 강제 모드를 얻는 방법을 사용하였지만, 새로운 기법에 의한 방법은 엔진의 강제모드에 관계없이 차량의 탑승자 부분의 응답을 최소한으로 하는 마운트 시스템을 결정하게 된다. 이 방법은 반응 민감도에 기초를 두는 최적화 알고리즘을 사용하고 있으며 마운팅 시스템을 변화시켜 원하는 지점에서 차량의 소음, 진동을 최소화시키는 방법이다. 설계 변수는 마운트 위치, 마운트 강성, 마운트 댐핑이다. 최적화 알고리즘은 가장 낮은 응답이 될 때까지 반복하여 설계 변수를 변화시킨다(Fig. 1). 그러므로 결과로 얻어진 최종의 Response Level은 Baseline과 비교하여 현저하게 감소하게 되며 최종 마운트 배치는 기존의 방법에 의한 결과에 의한 배치와는 다르게 되며 진동 절연 능력은 그보다 훨씬 좋아진다. 왜냐

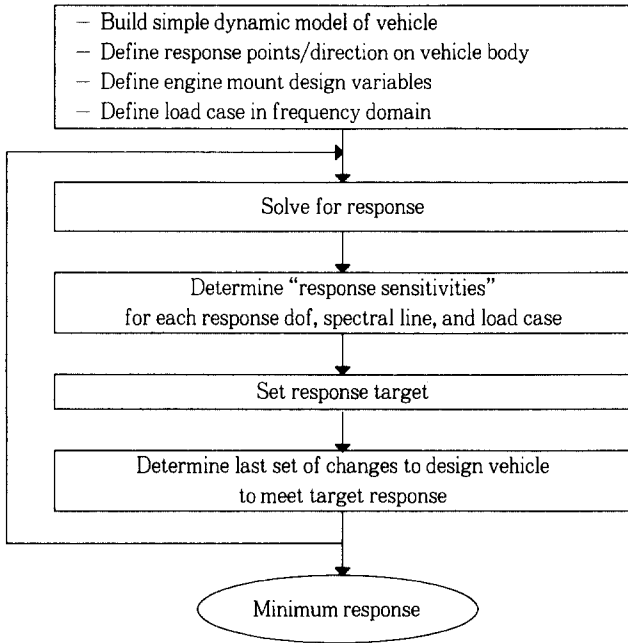


Fig. 1. Computer algorithm in automount.

하면 재래의 방법은 엔진의 원하는 강제모드 특성을 구하여 차체 응답을 최소화하는 반면, 이 방법은 차량의 가진에 대한 응답을 직접 최소화하기 때문이다.

3. 응답 최소화 이론(Response Minimization Theory)

시스템의 운동방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$(-\omega^2 M + j\omega C + jH + K)u = F \quad (1)$$

여기서,

$$j: \sqrt{-1}$$

ω : 각속도(Circular Frequency)

M: 질량행렬(Mass Matrix)

C: 점성댐핑행렬(Viscous Damping Matrix)

H: 구조댐핑행렬(Hysteretic Damping Matrix)

K: 강성행렬(Stiffness Matrix)

u: 응답벡터(Response Vector)

F: 가진힘벡터(Applied Force Vector)

or

$$Du = F \quad (2)$$

여기서,

D: 동강성행렬(Dynamic Stiffness Matrix)

$$D = \omega^2 M + j\omega C + jH + K$$

Dynamic Stiffness의 변화 ΔD 와 Response 변화 Δu 에 의한 구조물의 변화를 고려하면 변경된 시스템의 운동방정식은

다음과 같다.

$$(D + \Delta D)(u + \Delta u) = F \quad (3)$$

(2)와 (3)에서

$$D\Delta u + \Delta D(u + \Delta u) = 0 \quad (4)$$

반복연산법(Iterative Method)이기 때문에 한 Iteration의 크기는 매우 작다고 가정할 수 있다. Δu 가 u에 비해 상당히 작기 때문에 $\Delta D\Delta u$ 는 무시된다고 하면 다음과 같이 정리된다.

$$\Delta u = -D\Delta D u \quad (5)$$

Δu : Response Change Due to Structural Change ΔD Termed "Response Sensitivity"

4. 차체 모델링(Vehicle Modeling)

- (1) 해석 모델은 엔진(6DOF), Trimmed Body(6DOF), 4개의 Suspension(4DOF)로 구성되며 총 16 자유도를 갖는다.
- (2) 모델의 설계변수, 입력 Data 및 출력 Data는 Table 1과 같다.
- (3) 가진력 입력은 엔진의 회전에 의한 관성력 및 연소에 의하여 발생하는 Force와 Moment 그리고 Tire Wheel의 Unbalance Mass에 의한 발생력을 적용하였다.
- (4) 최소화하고자 하는 Response는 Seat Track에서의 z 방향의 가속도로 설정하였다.

Table 1. 모델의 설계변수, 입력 Data 및 출력 Data.

구분	입출력 Data 및 설계변수
설계변수	1) 마운트 위치 2) 마운트 강성 3) Loss Factor 4) Viscous Damper Value
Input Data	1) 엔진과 차체의 질량, Inertia Properties, cg Location 2) 서스펜션의 부착위치 3) 서스펜션의 Unsprung Masses 4) 서스펜션과 타이어의 강성과 댐핑 5) 엔진마운트의 위치(Baseline) 6) 엔진마운트의 강성과 댐핑값 7) 엔진마운트의 각도 8) Identification of Design Variables 9) Limits on Design Variables 10) Load Cases 11) Response Locations 12) 주파수 영역, Resolution 13) Iteration Controls
Output Data	1) 각 Minimized Response에 대한 Design Variable값 2) 지정한 위치에서의 계산된 Response 3) 최적화된 마운트 위치 및 강성 및 Loss Factor, Viscous Damper Value

5. 가진력 해석

(1) 엔진에 의한 가진력

엔진에 의하여 차체로 전달되는 Input Force는 크게 다음과 같다.

- 1) 엔진의 회전운동에 기인하여 발생하는 수직력
- 2) 엔진의 회전에 의한 관성력 및 폭발 압력으로 인하여 실린더 내벽을 미는 힘에 의하여 발생하는 Torque Fluctuation 엔진의 Unbalance Force는 엔진의 각 Part가 회전함에 따라 발생하는 불균형 질량에 의하여 발생하는 힘으로 피스톤과 커넥팅로드 그리고 크랭크 샤프트의 운동에 의해서 발생된다. 즉 결과식으로 In-Line 4기통 실린더의 회전운동에 의하여 발생하는 힘을 수식으로 간단히 나타내면 다음과 같다.

$$F = 4m \frac{R^2}{l} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 (rpm)^2 \cos 2\omega t \quad (6)$$

여기서 m : 왕복운동 질량

(Piston Assembly + 1/3 Connecting Rod)

R : Crank Shaft 반경

l : Connecting Rod 길이

엔진의 Fluctuation Torque는 Inertia Torque와 Combustion Torque를 고려하여 계산되었다.

$$T = T_i + T_p \quad (7)$$

여기서, T_i : 피스톤 부의 회전운동에 의한 토크

T_p : 가스 압력에 의한 토크

(2) Tire Wheel Unbalance Mass에 의하여 발생하는 Force

$$F = Mr\omega^2 \quad (8)$$

여기서, M = Tire Wheel Unbalance Mass

r = Tire Wheel 반경

ω = Tire Wheel 각속도

6. 해석 모델

해석 모델은 전륜구동 Lanos 차량으로서 엔진은 In-Line 4기통 엔진이며 Transmission은 A/T이다. 엔진은 하나의 강체로 가정되며 지지하는 마운트는 세 방향의 탄성계수를 갖는 Spring으로 가정하였다. 엔진마운팅 수는 총 3점이며 마운트 재질은 모두 Rubber이다. Body는 엔진과 마찬가지로 강체로 가정되었으며 각각 4개의 Suspension이 Body를 지지하고 있다. Tire는 하나의 Spring으로 가정되며 지면에 대하여 탄성을 가진다. 이러한 방법으로 구성된 질량-스프링 계는 모두 16 자유도를 가지며 엔진 및 Tire에서 기인하는 가진력 조건을 주었다. Response는 Seat Track 에서의

z 방향의 가속도를 취했으며 이 지점에서 가속도의 크기를 최소로 하는 마운팅 위치 및 마운트 강성을 찾게된다.

7. 해석 결과

해석은 최적화 변수 선정에 따라 다음의 3가지 경우에 대하여 수행하였다.

(1) 마운트 강성의 최적화

해석결과 마운트 강성의 변경량은 Table 2와 같다.

Table 2. 마운트 강성의 변경량.

	Kx	Ky	Kz
LH Mount	25% ↑	22% ↑	25% ↓
RH Mount	6% ↓	25% ↓	25% ↑
RR Mount	4% ↓	25% ↓	14% ↑

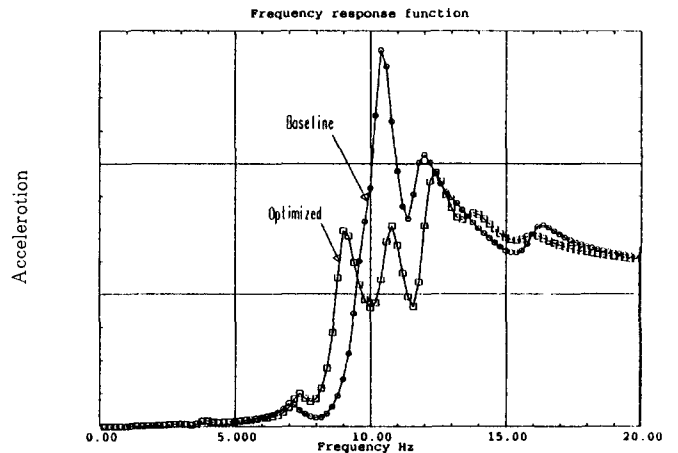


Fig. 2. Acceleration response at seat track : stiffness only optimized(due to tire unbalance mass).

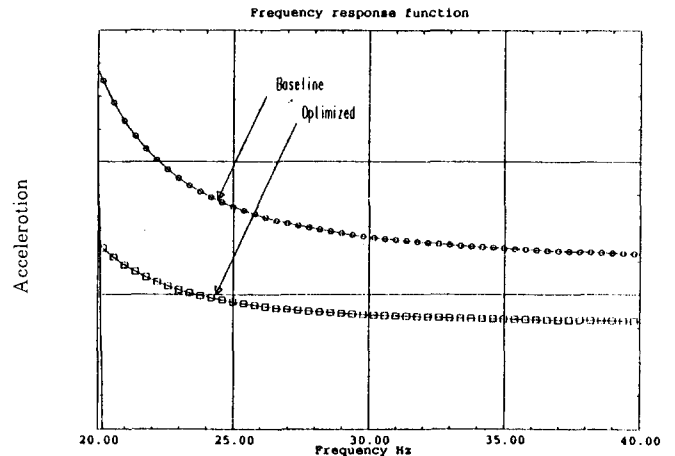


Fig. 3. Acceleration response at seat track : stiffness only optimized(due to engine excitation).

Fig. 2, Fig. 3은 강성만을 변수로 선택하였을 경우의 Baseline 및 최적화 결과의 가속도 응답곡선이다. 최적화 수행후 Response Level은 Baseline에 비하여 현저히 감소하고 있다. 특히 Fig. 2 및 Fig. 3에서 Response의 Peak 값은 Baseline의 약 50%로 감소하고 있다.

(2) 마운트 위치의 최적화

해석결과 마운트 위치 변경량은 Table3과 같다.

Table 3. 마운트 위치 변경량.

	ΔX	ΔY	ΔZ
LH Mount	+50mm	+50mm	+16mm
RH Mount	+20mm	-50mm	+50mm
RR Mount	-20mm	+50mm	+50mm

Fig. 4, Fig. 5는 위치만을 변수로 선택하였을 경우의

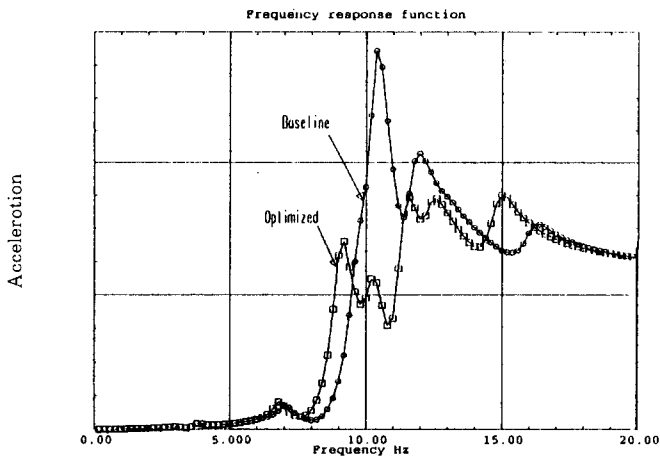


Fig. 4. Acceleration response at seat track : location only optimized(due to tire unbalance mass).

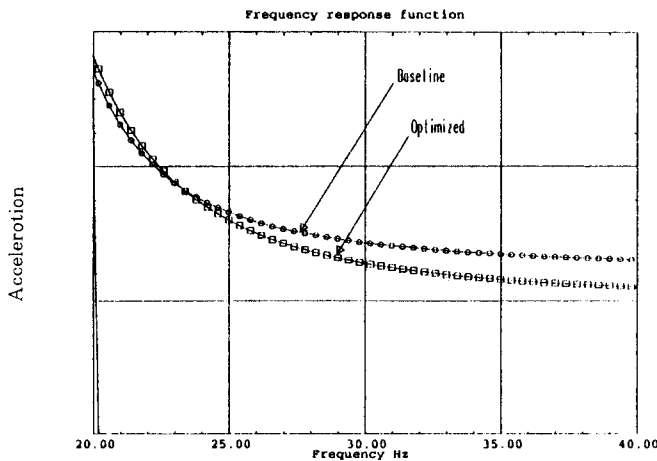


Fig. 5. Acceleration response at seat track : location only optimized(due to engine excitation).

Baseline 및 최적화 후의 가속도 응답곡선이다. 해석 결과를 살펴보면 20Hz 이하의 주파수대에서는 응답 Level의 감소가 크지만, 20Hz 이상에서 엔진마운트 강성만을 최적화했을 경우보다 가속도 응답 Level의 감소가 현저하게 작다. 이러한 결과의 차이는 엔진마운트의 위치 변경은 엔진의 Mode Shape 및 Mode Decouple에 많은 영향을 주기 때문에 엔진 모드가 관련된 Frequency 범위에서는 응답 Level의 감소가 크지만, 엔진 Mode가 관련되지 않은 20Hz 이상의 주파수대에서의 응답 감소에는 상대적으로 작은 영향을 미치기 때문에 발생한다.

(3) 마운트 강성 및 위치의 최적화

해석결과 마운트 강성 및 위치 변경량은 Table 4, Table 5와 같다.

Table 4. 마운트 강성 변경량.

	Kx	Ky	Kz
LH Mount	4.3% ↓	25% ↓	25% ↓
RH Mount	25% ↑	25% ↑	10% ↑
RR Mount	25% ↓	25% ↑	25% ↑

Table 5. 마운트 위치 변경량.

	ΔX	ΔY	ΔZ
LH Mount	+50mm	+50mm	+35mm
RH Mount	±0mm	+50mm	-50mm
RR Mount	-40mm	+50mm	-50mm

Fig. 6, Fig 7은 엔진마운트의 위치 및 강성을 변수로 선택하였을 경우의 Baseline 및 최적화 후의 가속도 응답곡선이다. 마운트 강성 또는 위치만을 최적화 한 경우보다 응답 감소가 크다. Tire Unbalance Mass의 가진력에 대한 응답은 Peak 값이 상당량 감소하였을 뿐만 아니라 Engine Excitation에 대한 응답 역시 Baseline에 비하여 50% 이하로 감

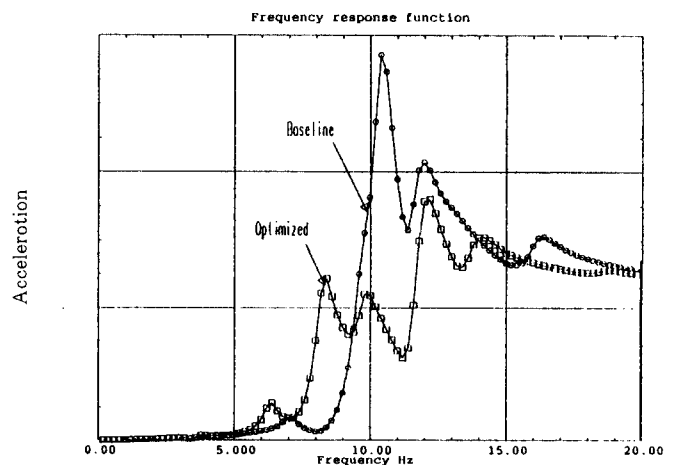


Fig. 6. Acceleration response at seat track : stiffness & location optimized(due to tire unbalance mass).

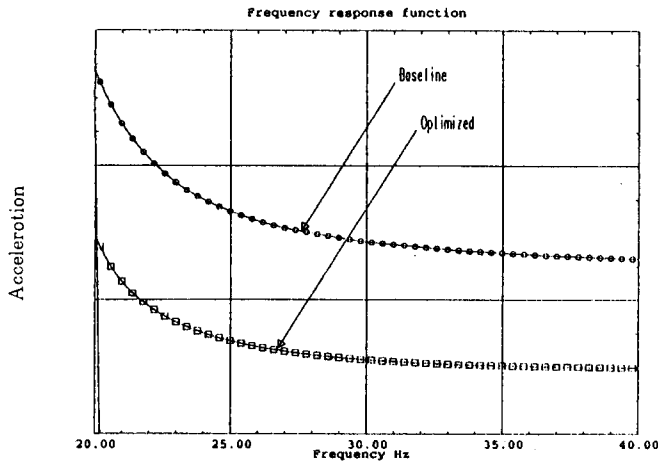


Fig. 7. Acceleration response at seat track : stiffness & location optimized(due to engine excitation).

소시킬 수 있었다.

8. 결 론

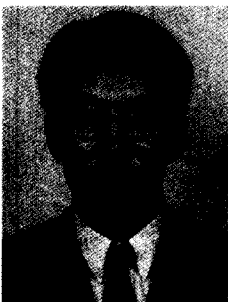
본 해석에서는 엔진 마운트 최적화 설계 문제를 과거의 Mode Decouple 방법에서 벗어나 엔진에 의해 승객에게 전해지는 진동을 직접 최소화시킬 수 있는 Response Minimization 방법을 사용하여 해결하였고, Seat Track에서의 가속도 응답 Level을 현저하게 줄일 수 있었다. 가속도 응답 Level의 감소는 최적화 수행시 어느 한 파라미터만(강성 또는 위치) 변수로 선택하는 경우보다 두개의 파라미터(강성, 위치)를 동시에 변수로 채택하였을 때 가장 크게 나타났다.

이와 같은 새로운 기법에 의하여 얻어진 엔진 마운팅 방법은 탑승시 승객이 가장 민감하게 느끼게 되는 저주파 진동(Idle 상태에서의 Steering wheel의 진동 및 기타 차체를 통해 전해지는 진동)을 효과적으로 감소시켜 Lanos차량의 개발시 초기 단계에서 NVH 성능을 향상시킬 수 있었다.

참고문헌

- [1] John Bretl, "Optimization of engine mounting systems to minimize vehicle vibration", *Proceedings of the 1993 Noise and Vibration Conference*, Traverse City, Michigan, May 4-6, pp475-482, 1993.
- [2] H. Hata and H. Tanaka, "Experimental method to drive optimum engine mount system for idle shake", SAE paper 870961, 1987.
- [3] Clark J, Radcliff, et al., "Simulation of engine idle shake vibration", SAE paper 830259, 1983.
- [4] P. E. Geck and R. D. Patton, "Front wheel drive engine mount optimization", SAE paper 840736, pp. 123-134, 1984.
- [5] Timpner F. F., "Design considerations in engine mounting", SAE Paper 966B, 1965.
- [6] S. R. Johnson, J. W. Subhedar, "Computer optimization of engine mounting systems", SAE Paper 790974, 1979.
- [7] 엔진마운트 및 서스펜션 해석에 관한 연구, 대우자동차 연구보고서, 1991.

저 자 소 개



황 인 수

1993년 인하대학교 기계공학과 졸업(학사)
 1995년 인하대학교 기계공학과 졸업(석사)
 1995~현재 대우자동차 기술연구소 차량해석실 진동소음해석팀
 주관심분야 : Vehicle 진동 해석
 403-714 인천 부평구 청천동 199 대우자동차 기술연구소.
 TEL. 032) 520-4776 / FAX. 032) 520-4686.



지 상 현

1986년 한양대학교 기계공학과 졸업(학사)
1988년 한양대학교 기계공학과 졸업(석사)
현재 대우자동차 기술연구소 차량해석실 진동소음해석팀
주관심분야 : Vehicle NVH 해석, Optimization, Sensitivity Analysis
403-714 인천 부평구 청천동 199 대우자동차 기술연구소.
TEL. 032) 520-4776 / FAX. 032) 520-4686.



고 병 식

1984년 한국항공대 기계공학과 졸업(학사)
1986년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(석사)
1994년 U.C. Berkeley 기계공학과 졸업(박사)
1986년~1989년 대우자동차 기술연구소 엔진개발실
1994년~현재 대우자동차 기술연구소 차량해석실 진동소음해석팀
주관심분야 : Vehicle NVH 해석, 제어분야
403-714 인천 부평구 청천동 199 대우자동차 기술연구소.
TEL. 032) 520-2520 / FAX. 032) 520-4686.